Bussien
Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

Bussien

Automobiltechnisches Handbuch

Herausgegeben von Gustav Goldbeck

Ergänzungsband zur
18. Auflage

Walter de Gruyter · Berlin · New York 1979

Herausgeber:
Dr. rer. techn. Gustav Goldbeck
Diplomingenieur
Verstorben am 9. 7. 1977 zu Köln

Das Buch enthält über 1000 Abbildungen

CIP-Kurztitelaufnahme der Deutschen Bibliothek

Automobiltechnisches Handbuch / Bussien. Hrsg. von Gustav Goldbeck. – Berlin, New York : de Gruyter.
NE: Bussien, Richard [Begr.]; Goldbeck, Gustav [Hrsg.]
Erg.-Bd. zur 18. Aufl. – 1978
ISBN 3-11-004373-4

© Copyright 1978 by Walter de Gruyter & Co., vormals G. J. Göschen'sche Verlagshandlung, J. Guttentag Verlagsbuchhandlung, Georg Reimer, Karl J. Trübner, Veit & Comp., Berlin 30. Alle Rechte, insbesondere das Recht der Vervielfältigung und Verbreitung sowie der Übersetzung, vorbehalten. Kein Teil des Werkes darf in irgendeiner Form (durch Photokopie, Mikrofilm oder ein anderes Verfahren) ohne schriftliche Genehmigung des Verlages reproduziert oder unter Verwendung elektonischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.
Satz: Walter de Gruyter, Berlin. Druck: Karl Gerike, Berlin.
Bindearbeiten: Lüderitz & Bauer Buchgewerbe GmbH, Berlin.
Printed in Germany.

Vorwort

Das auf ältere Anfänge zurückgehende Automobiltechnische Handbuch wurde von 1921 bis 1953 von Richard Bussien in acht Auflagen herausgebracht. Es erschien 1965 in der vom Unterzeichneten besorgten 18. Auflage. Im vergangenen Jahrzehnt haben Motorenbau und Fahrzeugtechnik weitere Fortschritte in der Verfeinerung der Konstruktionen und der wissenschaftlichen Durchdringung der physikalischen und mechanischen Probleme gemacht. Gebiete, die früher kaum berücksichtigt wurden, traten in den Vordergrund, andere verloren an Bedeutung. Der Umweltschutz beschäftigt heute Forscher aus allen Gebieten der Physik und Chemie, der Zweitaktmotor wird nur noch als Antriebsmotor für kleine Zweiradfahrzeuge verwendet. Solchen Beispielen des Wandels in der Fahrzeugtechnik ließen sich noch mehrere anfügen.

In dieser Situation erschien es Verlag und Herausgeber nicht zweckmäßig, alle früheren Abschnitte des Handbuches bearbeiten zu lassen. Die Fortsetzung des Handbuches sollte sich auf die neueren Erfahrungen, Forschungsergebnisse und Konstruktionen beschränken. Zwar ließ sich nicht bei allen Abschnitten eine völlige Trennung zwischen alter und neuer Technik durchführen, aber die unvermeidlichen Wiederholungen sind so unbedeutend, daß der vorliegende Ergänzungsband sich so an die zwei Bände aus dem Jahr 1965 anschließt und damit zum vollen Studium der Fahrzeugtechnik unerläßlich bleibt.

Die im vorliegenden Band häufig vorkommenden Verweise, wie ATH, Bd. 1, S. 367 oder ATH, Bd. 2, S. 832, Bild 8, beziehen sich stets auf die im Jahre 1965 erschienene 18. Auflage dieses Handbuches.

Wiederum gehört der Dank des Verlages und des Herausgebers den Autoren, die neben ihrer Berufsarbeit ihre Kenntnisse und Erfahrungen in den Beiträgen darstellen zum Nutzen aller, die an Kraftwagen arbeiten. Auch den Firmen, die das Handbuch durch die Arbeit ihrer Werksangehörigen und durch bereitwillig gegebenes Informationsmaterial gefördert haben, gebührt unser Dank.

Kassel, im April 1977 Dr. Gustav Goldbeck

Am 9. Juli 1977 verstarb der Herausgeber des Automobiltechnischen Handbuches, Herr Dr. rer. techn. Gustav Goldbeck. Ihm, seinem Einsatz und seinen vielfältigen Bemühungen ist es zu verdanken, daß es zum Erscheinen des nun vorliegenden Ergänzungsbandes zum Automobiltechnischen Handbuch überhaupt gekommen ist. Leider war es Herrn Dr. Goldbeck nicht mehr vergönnt, den vollen Erfolg seiner Initiativen mitzuerleben. Der Verlag ist Herrn Dr. Goldbeck sehr zu Dank verpflichtet.

Berlin, im August 1978

Autoren

Bäumler, Hermann, Dr.-Ing. 1.64, 1.95, 1.96
Pierburg GmbH & Co KG, Neuß/Rh.

Bauer, Otto, Prof., Dipl.-Ing. 1.2
Fachhochschule Köln

Bernhardt, Winfried, Dr.-Ing. 6.1
Volkswagenwerk AG, Wolfsburg

Block, Bodo, Dr.-Ing. 6.1
Klöckner-Humboldt-Deutz AG, Porz

Czinczel, Armin, Dipl.-Ing. 2.16
Robert Bosch GmbH, Heidelberg

Dück, Gerhard, Dipl.-Ing. 1.92
Friedrich Goetze AG, Burscheid

Esche, Dieter, Dipl.-Ing. 1.71
Klöckner-Humboldt-Deutz AG, Porz

Fischer, Ernst 2.352
Robert Bosch GmbH, Stuttgart

Förster, Hans-Joachim, Prof. Dr.-Ing. 2.23
Daimler-Benz AG, Stuttgart

Frank, Wolfgang, Dipl.-Ing. 2.24
Süddt. Kühlerfabrik Julius Fr. Behr, Stuttgart-Feuerbach

Franke, Rudolf, Prof. Dr.-Ing., Darmstadt 3.1

Fuchs, Dietrich, Dr.-Ing. 2.31
Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG, München

Groß, Hansjürgen, Dipl.-Ing. 6.2
Klöckner-Humboldt-Deutz AG, Porz

Großmann, Dietrich, Dr.-Ing. 1.61
Pierburg GmbH & Co KG, Neuß/Rh.

Hammerstein, Albert, Dipl.-Ing. 2.351
Robert Bosch GmbH, Stuttgart

Heitland, Herbert, Prof. Dr.-Ing. 6.1
Volkswagenwerk AG, Wolfsburg

Homola, Fritz, Dipl.-Ing. 1.4
Klöckner-Humboldt-Deutz AG, Oberursel

Hühn, Walter, Dr.-Ing. 6.1
Klöckner-Humboldt-Deutz AG, Porz

Huber, Guntram, Dipl.-Ing. 2.21
Daimler-Benz AG, Sindelfingen

Jungbluth, Georg, Prof. Dipl.-Ing. 1.3, 6.1
Institut und Lehrstuhl für Kolbenmaschinen, Universität Karlsruhe

Klingenberg, Horst, Dr. rer. nat. 7
Volkswagenwerk AG, Wolfsburg

Knapp, Heinrich, Dr. rer. nat. 1.63
Robert Bosch GmbH, Stuttgart

Koehnhorn, Dieter, Dipl.-Ing. 5
Aral AG, Bochum

Kratzenberg, Dietrich, Dipl.-Ing. 3.2
Carl Kaelble GmbH, Backnang

Kuhlmann, Peter, Prof. Dr.-Ing., Hamburg 1.5

Leiber, Heinz, Ing. grad. 2.16
Robert Bosch GmbH, Stuttgart

Lüders, Albrecht, Dr.-Ing. 2.11
Kronprinz AG, Solingen

Meier, Alfred, Dr.-Ing. 1.91
Mahle GmbH, Stuttgart-Bad Cannstatt

Menrad, Holger, Dipl.-Ing. 6.1
Volkswagenwerk AG, Wolfsburg

Meyer, Heinrich, Dr.-Ing. 2.12
Continental Gummi-Werke AG, Hannover

Mohl, Helmut, Dipl.-Ing. 1.81, 1.82, 1.84
Robert Bosch GmbH, Stuttgart

Neu, Hans, Dr.-Ing. 1.83
Robert Bosch GmbH, Stuttgart

Otto, Heinz, Dipl.-Ing., Wolfsburg 2.22

Pause, Werner, Dr.-Ing., Grafrath 1.1

Pfleghaar, Anton, Dipl.-Ing., Mannheim 1.94

Rauch, Siegfried, Obering., Nürnberg 4

Rech, Helmut 2.352
Robert Bosch GmbH, Stuttgart

Riesenberg, Klaus-Otto, Dr.-Ing. 2.16
Robert Bosch GmbH, Stuttgart

Rompe, Klaus, Dr.-Ing., Privat-Dozent 2.15
Technischer Überwachungsverein Rheinland, Köln

Sautter, Wolfgang, Dipl.-Ing., Wiehl 2.34

Schmidt, Werner 2.32
Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG, München

Sieber, Rolf, Dipl.-Ing. 1.72
Süddt. Kühlerfabrik Julius F. Behr, Stuttgart-Feuerbach

Stahl, Günter, Dr.-Ing. 1.93
Reinz-Dichtungsgesellschaft mbH, Neu-Ulm

Straubel, Max, Dr.-Ing. 1.62
Robert Bosch GmbH, Stuttgart

Ursel, Eckart 2.352
Robert Bosch GmbH, Stuttgart

Überfuhr, Alois 2.33
Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG, München

Wiegner, Peter, Dr.-Ing. 2.15
Techn. Überwachungsverein Rheinland, Köln

Zomotor, Adam, Dr.-Ing. 2.13, 2.14
Daimler-Benz AG, Stuttgart

Gliederung

1	**Antrieb**		1
1.1	Ottomotor	Dr.-Ing. Werner Pause	1
1.2	Dieselmotor	Prof. Dipl.-Ing. Otto Bauer	43
1.3	Rotationskolben-Motor	Prof. Dipl.-Ing. Georg Jungbluth	65
1.4	Gasturbine für den Antrieb von Kraftfahrzeugen	Dipl.-Ing. Fritz Homola	105
1.5	Stirlingmotor	Prof. Dr.-Ing. Peter Kuhlmann	139
1.6	**Gemischbildung**		169
1.61	Vergaser	Dr.-Ing. Dietrich Großmann	169
1.62	Mechanisch gesteuerte Einspritzpumpen	Dr.-Ing. Max Straubel	217
1.63	Kraftstoffeinspritzung im Ottomotor	Dr. rer. nat. Heinrich Knapp	247
1.64	Kraftstoffversorgung	Dr.-Ing. Hermann Bäumler	261
1.7	**Kühlung**		267
1.71	Gebläse für wassergekühlte und luftgekühlte Motoren	Dipl.-Ing. Dieter Esche	267
1.72	Flüssigkeits-Kühlung und Kühler	Dipl.-Ing. Rolf Sieber	283
1.8	**Elektrische Anlage am Motor**		301
1.81	Generator	Dipl.-Ing. Helmut Mohl	301
1.82	Batterie	Dipl.-Ing. Helmut Mohl	315
1.83	Zündanlage	Dr.-Ing. Hans Neu	321
1.84	Elektrische Startanlage	Dipl.-Ing. Helmut Mohl	335
1.9	**Ausgewählte Bauteile**		347
1.91	Kolben	Dr.-Ing. Alfred Meier	347
1.92	Kolbenring	Dipl.-Ing. Gerhard Dück	371
1.93	Zylinderkopfdichtung	Dr.-Ing. Günter Stahl	397

1.94	Einrichtungen zum Spülen und Laden	Dipl.-Ing. Anton Pfleghaar	441
1.95	Pumpen für Unterdruckerzeugung	Dr.-Ing. Hermann Bäumler	443
1.96	Geräte für die Zuführung von Sekundärluft und Abgasrückführventile	Dr.-Ing. Hermann Bäumler	447
2	**Fahrzeug**		455
2.1	**Fahrwerk**		455
2.11	Räder	Dr.-Ing. Albrecht Lüders	455
2.12	Reifen	Dr.-Ing. Heinrich Meyer	487
2.13	Radaufhängung, Federung und Dämpfung	Dr.-Ing. Adam Zomotor	523
2.14	Lenkung	Dr.-Ing. Adam Zomotor	603
2.15	Bremsanlagen	Dr.-Ing. Klaus Rompe, Dr.-Ing. Peter Wiegner	649
2.16	Automatischer Blockierverhinderer	Dr.-Ing. Klaus Otto Riesenberg, Dipl.-Ing. Armin Czinczel, Ing. grad. Heinz Leiber	697
2.2	**Personenkraftwagen**		715
2.21	Aufbauten	Dipl.-Ing. Guntram Huber	715
2.22	Achsantrieb	Dipl.-Ing. Heinz Otto	779
2.23	Getriebe	Prof. Dr.-Ing. H. J. Foerster	797
2.24	Klimatisierung	Dipl.-Ing. Wolfgang Frank	909
2.3	**Lastkraftwagen und Omnibus**		927
2.31	Rahmen	Dr.-Ing. Dietrich Fuchs	927
2.32	Führerhaus	Werner Schmidt	951
2.33	Omnibus	Aloys Überfuhr	965
2.34	Achsantrieb	Dipl.-Ing. Wolfgang Sautter	979
2.35	**Elektrische Anlagen am Fahrzeug**		1017
2.351	Scheinwerfer	Dipl.-Ing. Albert Hammerstein	1017
2.352	Scheibenwischer	Ernst Fischer, Helmut Rech, Eckart Ursel	1051

3	**Schlepper und selbstfahrende Arbeitsmaschinen**		1067
3.1	Bauarten, Antrieb, Fahrwerk	Prof. Dr.-Ing. Rudolf Franke	1067
3.2	Hydrostatische Energieübertragung auf dem Ackerschlepper	Dipl.-Ing. Dietrich Kratzenberg	1113
4	Motorisierte Zweiradfahrzeuge	Obering. Siegfried Rauch	1161
5	Kraft- und Schmierstoffe	Dipl.-Ing. Dieter Koehnhorn	1205
6	**Umweltschutz**		1253
6.1	Abgasentgiftung	Prof. Dr.-Ing. Herbert Heitland, Prof. Dr.-Ing. Georg Jungbluth, Dipl.-Ing. Holger Menrad, Dr.-Ing. Walter Hühn	1253
6.2	Lärmschutz	Dipl.-Ing. Hansjürgen Groß	1349
7	Versuchs- und Meßtechnik	Dr. rer. nat. Horst Klingenberg	1387

Internationales Einheitensystem (SI) XV

Internationales Einheitensystem (SI)

Dezimale Vielfache und Teile von Einheiten

Zehnerpotenz	Vorsatz	Vorsatzzeichen
Dezimale Vielfache		
10^{12}	Tera...	T
10^{9}	Giga...	G
10^{6}	Mega...	M
10^{3}	Kilo...	k
10^{2}	Hekto...	h
10^{1}	Deka...	da
Dezimale Teile		
10^{-1}	Dezi...	d
10^{-2}	Zenti...	c
10^{-3}	Milli...	m
10^{-6}	Mikro...	μ
10^{-9}	Nano...	n
10^{-12}	Piko...	p
10^{-15}	Femto...	f
10^{-18}	Atto...	a

Bei der Bildung von dezimalen Vielfachen oder Teilen darf *nicht mehr als ein* Vorsatz verwendet werden.
Ausnahme: Dezimale Vielfache oder Teile der abgeleiteten Einheiten der Zeit *Minute*, *Stunde* und *Tag* wie auch der abgeleiteten Einheiten des ebenen Winkels *Vollwinkel*, *rechter Winkel*, *Grad*, *Minute* und *Sekunde* dürfen *nicht* mit den in der Tabelle enthaltenen Vorsätzen bezeichnet werden.
Um Mißverständnisse mit dem Vorsatz m (Milli) zu vermeiden, ist das Einheitenzeichen m (Meter) in abgeleiteten Einheiten *hinter* andere Einheitenzeichen zu setzen, z. B.

mN bedeutet Millinewton
Nm bedeutet Newtonmeter

1. Basisgrößen, Basiseinheiten

Basisgröße	Basiseinheit	Einheitenzeichen
Länge	Meter	m
Masse	Kilogramm	kg
Zeit	Sekunde	s
Elektrische Stromstärke	Ampere	A
Thermodynamische Temperatur	Kelvin	K
Lichtstärke	Candela	cd

2. Atomphysikalische Einheiten

Größe	Einheit	Einheitenzeichen
Stoffmenge	Mol	mol
Teilchenmasse	atomare Masseneinheit	u
Energie	Elektronvolt	eV

3. Abgeleitete mechanische Einheiten

Größe	Einheit	Einheitenzeichen
Arbeit	Joule	J
Beschleunigung	Meter durch Sekundenquadrat	m/s^2
Dichte	Kilogramm durch Kubikmeter	kg/m^3
Druck	Pascal	Pa
Energie	Joule	J
Energiestrom	Watt	W
Fläche	Quadratmeter	m^2
Frequenz	Hertz	Hz
Geschwindigkeit	Meter durch Sekunde	m/s
Kraft	Newton	N
Leistung	Watt	W
Massenstrom, Massendurchfluß	Kilogramm durch Sekunde	kg/s
Spannung, mechan.	Pascal	Pa
Viskosität, dynam.	Pascalsekunde	$Pa \cdot s$
Viskosität, kinemat.	Quadratmeter durch Sekunde	m^2/s
Volumen	Kubikmeter	m^3
Volumenstrom, Volumendurchfluß	Kubikmeter durch Sekunde	m^3/s
Wärmemenge	Joule	J
Wärmestrom	Watt	W
Winkel, ebener	Radiant	rad
Winkel, räumlicher	Steradiant	st
Winkelgeschwindigkeit	Radiant durch Sekunde	rad/s
Winkelbeschleunigung	Radiant durch Sekundenquadrat	rad/s^2
Druck	Bar	bar
Kreisfrequenz	1 durch Sekunde	s^{-1}
Masse	Gramm	g
Masse	Tonne	t
Spannung, mechan.	Bar	bar
Volumen	Liter	l
Winkel, ebener	Vollwinkel	
Winkel, ebener	rechter Winkel	$\llcorner$
Winkel, ebener	Grad	°
Winkel, ebener	Minute	′
Winkel, ebener	Sekunde	″
Winkel, ebener	Gon	gon
Zeit	Minute	min
Zeit	Stunde	h
Zeit	Tag	d

3.1 Weitere gesetzliche, abgeleitete Einheiten der Mechanik

Größe	Einheit	Ebenfalls gebräuchliche, gesetzliche Einheiten
Drehimpuls, Drall	$N \cdot m \cdot s \cdot rad$	
Drehmoment	J/rad	
Drehzahl	$2 \cdot \pi \cdot rad/s$	s^{-1}

Größe	Einheit	Ebenfalls gebräuchliche, gesetzliche Einheiten
Elastizitätsmodul	Pa	N/mm^2, bar
Enthalpie	J	kJ
Enthalpie, spezifische	J/kg	kJ/kg
Entropie	J/K	kJ/K
Entropie, spezifische	$J/kg \cdot K$	$kJ/kg \cdot K$
Flächenträgheitsmoment	m^4	cm^4
Gewichtskraft	N	kN, MN
Gaskonstante	$J/kg \cdot K$	$kJ/kg \cdot K$
Heizwert	J/kg, J/m^3	kJ/kg, kJ/m^3
Impuls	$N \cdot s$	
Massenträgheitsmoment	$kg \cdot m^2$	$g \cdot m^2$, $t \cdot m^2$
Moment	$N \cdot m$	
Strahlzahl	$W/m^2 \cdot K^4$	
Volumen, spezifisches	m^3/kg	
Wärmedurchgangskoeffizient	$W/m^2 \cdot K$	
Wärmekapazität	J/K	kJ/K
Wärmekapazität, spezifische	$J/kg \cdot K$	$kJ/kg \cdot K$
Wärmeleitfähigkeit	$W/m \cdot K$	
Widerstandsmoment	m^3	cm^3

3.2 Definitionen und Umrechnungen

$$N = \frac{kg \cdot m}{s^2}$$

$$Pa = \frac{N}{m^2} = \frac{kg}{s^2 \cdot m}$$

$$Pa \cdot s = \frac{N \cdot s}{m^2} = \frac{kg}{s \cdot m}$$

$$N \cdot s = \frac{kg \cdot m}{s}$$

$$N \cdot m \cdot s = J \cdot s = \frac{kg \cdot m^2}{s}$$

$$\frac{J}{kg} = \frac{m^2}{s^2}$$

$$J = N \cdot m = \frac{kg \cdot m^2}{s^2}$$

$$\frac{J}{m} = N$$

$$W = \frac{J}{s} = \frac{N \cdot m}{s} = \frac{kg \cdot m^2}{s^2}$$

$$Ws = J$$

$$Hz = s^{-1}$$

$$1\ W = 3{,}6\ kJ/h$$

$$1\ kJ/h = 0{,}27778\ W$$

$$1\ N/mm^2 = 10\ bar$$

$$1\ bar = 100000\ Pa = 10^5 \frac{N}{m^2}$$

$$1\ g = \frac{1}{1000}\ kg$$

$$1\ t = 1000\ kg = 1\ Mg$$

$$1\ l = 1\ dm^3 = \frac{1}{1000}\ m^3$$

$$1\ rad = 57{,}296° = 57°\ 17'\ 45''$$

$$1\ Vollwinkel = 2 \cdot \pi \cdot rad = 360°$$

$1\,\llcorner = \frac{\pi}{2}\,\text{rad} = 90°$

$1° = \frac{\pi}{180}\,\text{rad} = \frac{1\llcorner}{90}$

$1' = \frac{\pi}{10800}\,\text{rad} = \frac{1°}{60}$

$1'' = \frac{\pi}{648000}\,\text{rad} = \frac{1'}{60}$

$1\,\text{gon} = \frac{\pi}{200}\,\text{rad} = \frac{1\llcorner}{100}$

1 min = 60 s

1 h = 3600 s = 60 min

1 d = 86400 s = 24 h

3.3 Nicht mehr benutzt werden dürfen

Größe	Einheit	Einheitenzeichen
Länge	Fermi	
Länge	Fuß	′
Länge	Meile	
Länge	Mikron	μ
Länge	Zoll	″
Länge	Ångström	Å
Länge	typographischer Punkt	p
Fläche	Quadratmeter	qm
Fläche	Quadratkilometer	qkm
Fläche	Quadratdezimeter	qdm
Fläche	Quadratzentimeter	qcm
Fläche	Quadratmillimeter	qmm
Fläche	Morgen	
Volumen	Kubikmeter	cbm
Volumen	Kubikzentimeter	ccm
Volumen	Kubikmillimeter	cmm
Volumen	Kubikdezimeter	cdm
Winkel	Neugrad	^{g} (hochgesetzt)
Winkel, ebener	Neuminute	^{c} (hochgestellt)
Winkel, ebener	Neusekunde	^{cc} (hochgestellt)
Masse	Doppelzentner	
Masse	Pfund	℔
Masse	Zentner	
Temperatur	Grad Fahrenheit	°F
Temperatur	Grad Rankine	°R
Temperatur	Grad Réaumur	°R
Temperatur	Grad Kelvin	°K
Temperaturdifferenz	Grad	grd

Größe	Einheit	Einheitenzeichen
Fallbeschleunigung	Gal	Gal
Kraft	Dyn	dyn
Kraft	Pond, Kilopond	p, kp
Kraft	Kraftkilogramm	kg_p, kg_f
Arbeit, Energie	Erg	erg
Arbeit, Energie, Wärmemenge	Kalorie	cal
Druck	Atmosphäre, technisch	at
Druck	Atmosphäre, physikal.	atm
Druck	Meter Wassersäule	m WS
Druck	Millimeter Wassersäule	mm WS
Druck	Millimeter Quecksilbersäule	mm Hg
Druck	Torr	Torr
Druck, absolut	Atmosphäre	ata
Überdruck	Atmosphäre	atü
Viskosität	Grad Engler	°E
Viskosität, dyn.	Poise	P
Viskosität, kin.	Stokes	St
Leistung	internationales Watt	W_{int} (int. W)
Leistung	Pferdestärke	PS

3.4 Umrechnungen

Technische Einheiten in SI-Einheiten

1 Fermi = 10^{-15} m
1 Fuß = 12 Zoll (1′ = 12″) = 30,48 cm
1 Meile = 7500 m
1 μ = 0,001 mm = 10^{-6} m
1 Zoll = 25,4 mm
1^g = 1 gon
1 °K = 1 K

$$1 \text{ erg} = 10^{-7} \frac{\text{kg m}^2}{\text{s}^2}$$

1 at = 98066,5 Pa
1 atm = 101325 Pa
1 m WS = 0,1 at = 9806,65 Pa
1 mm WS = 1 kp/m² = 9,80665 Pa
1 mm Hg = 13,5951 kp/m² = 133,3224 Pa
1 Torr = 1 mm Hg = 133,3224 Pa
1 Gal = 0,01 m/s²
1 Å = $(1 \pm 5 \cdot 10^{-7}) \cdot 10^{-10}$ m
1 PS = 735,49875 W
1 dyn = 10^{-5} N
1 kp = 9,80665 N

$$1 \text{ P} = 1 \frac{\text{dyn} \cdot \text{s}}{\text{cm}^2} = \frac{1}{98{,}0665} \frac{\text{kp} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} = 0{,}1 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$1 \frac{\text{kp} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} = 9{,}80665 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$1 \text{ St} = 1 \frac{\text{cm}^2}{\text{s}} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

$1^c = \frac{\pi}{20000}$ rad

$1^{cc} = \frac{\pi}{2000000}$ rad

1 kcal = 4,1868 kJ
1 kcal/h = 1,163 W
1 kp/mm² = 98,0665 bar

SI-Einheiten in Technische Einheiten

1 Nm = 10^7 erg
1 bar = 1,019716 at = 0,986923 atm
1 Pa = 0,1019716 mm WS
1 bar = 10,19716 m WS
1 Pa = 0,0075006 mm Hg
1 kW = 1,35962 PS
1 N = 10^5 dyn
1 N = 0,1019716 kp
1 Pa · s = 10 P = 0,1019716 $\frac{kp \cdot s}{m^2}$
1 m²/s = 10^4 St = 10^6 cSt
1 kJ = 0,238845 kcal
1 W = 0,8598 kcal/h
1 bar = 0,01019716 kp/mm²

3.5 Schallstärke (Schallintensität) und Schalleistung

Die *Schallstärke* (*Schallintensität*) wird in Watt durch Quadratmeter (Wm^{-2}) gemessen.
Die *Schalleistung* wird in Watt gemessen.

Bei Energieübertragungen sowie in der Verstärkungs- und Dämpfungstechnik tritt häufig das Verhältnis zweier Schalleistungen auf. Da dieses Verhältnis oft eine sehr große Zahl ist, bildet man zweckmäßig den dekadischen Logarithmus dieses Verhältnisses.
Dieses logarithmische Größenverhältnis wird mit *Bel* (B) oder *Dezibel* angegeben (DIN 5493).
Die Bezeichnungen *Bel* oder *Dezibel* sind also keine physikalischen Einheiten, sondern *Hinweis-* oder *Kennwörter* (benannt nach dem amerikanischen Ingenieur A. G. Bell).
Das gleiche gilt für die *Phonskala*, die bei der Frequenz von 1 kHz mit der *Dezibelskala* identisch ist.

3.6 Lautstärke und Lärm

Die *Lautstärke* ist ein Maß für die von einem Schall bewirkte Schallempfindung.
Die *Lautstärke* ist deshalb keine rein physikalische Größe, sondern eine Schalleigenschaft, bei der auch physiologische Einflüsse eine Rolle spielen.

4. Abgeleitete, elektrische und magnetische Einheiten

Größe	Einheit	Einheitenzeichen
Spannung, el. Potentialdifferenz	Volt	V
Widerstand	Ohm	Ω
Leitwert	Siemens	S
Elektrizitätsmenge, Ladung	Coulomb	C
Kapazität	Farad	F
Flußdichte, Verschiebung	Coulomb durch Quadratmeter	C/m^2
Feldstärke	Volt durch Meter	V/m
Magnet. Feldstärke	Ampere durch Meter	A/m
Magnet. Fluß	Weber	Wb *
Magnet. Flußdichte, Induktion	Tesla	T
Induktivität	Henry	H

4.1 Definitionen

$$V = \frac{W}{A} = \frac{kg \cdot m^3}{s^3 \cdot A}$$

$$\Omega = \frac{V}{A} = \frac{W}{A^2} = \frac{kg \cdot m^2}{s^3 \cdot A^2}$$

$$S = \frac{A}{V} = \frac{A^2}{W} = \frac{s^3 \cdot A^2}{kg \cdot m^2}$$

$$C = As$$

$$F = \frac{C}{V} = \frac{s \cdot A^2}{W} = \frac{s^4 \cdot A^2}{kg \cdot m^2}$$

$$\frac{C}{m^2} = \frac{A \cdot s}{m^2}$$

$$\frac{V}{m} = \frac{W}{A \cdot m} = \frac{kg \cdot m}{s^3 \cdot A}$$

$$Wb = V \cdot s = \frac{W \cdot s}{A} = \frac{kg \cdot m^2}{s^2 \cdot A}$$

$$T = \frac{Wb}{m^2} = \frac{V \cdot s}{m^2} = \frac{W \cdot s}{m^2 \cdot A} = \frac{kg}{s^2 \cdot A}$$

$$H = \frac{Wb}{A} = \frac{V \cdot s}{A} = \frac{W \cdot s}{A^2} = \frac{kg \cdot m^2}{s^2 \cdot A^2}$$

* Das Weber (Wb) darf auch als Voltsekunde (Vs) bezeichnet werden.

4.2 Nicht mehr benutzt werden dürfen

Größe	Einheit	Einheitenzeichen
Stromstärke	Biot	Bi
Blindleistung	Blindwatt	bW
Elektrizitätsmenge	Franklin	Fr
El. Kapazität	internat. Farad	F_{int} (int. F)
El. Spannung	internat. Volt	V_{int} (int. V)
El. Stromstärke	internat. Ampere	A_{int} (int. A)
El. Widerstand	internat. Ohm	Ω_{int} (int. Ω)
Magnet. Feldstärke	Oersted	Oe
Magnet. Fluß	Maxwell	M (Mx)
Magnet. Flußdichte	Gamma	γ
Magnet. Flußdichte	Gauß	G (Gs)
Magnet. Spannung	Gilbert	Gb
Induktivität	internat. Henry	H_{int} (int. H)

4.3 Umrechnungen

$1\ \mathrm{Fr} = \frac{1}{3 \cdot 10^9}\ \mathrm{C}$

$1\ \mathrm{Bi} = 10\ \mathrm{A}$

$1\ \mathrm{F_{int}} = \frac{1}{1{,}00049}\ \mathrm{F}$

$1\ \mathrm{V_{int}} = 1{,}00034\ \mathrm{V}$

$1\ \mathrm{A_{int}} = \frac{1{,}00034}{1{,}00049}\ \mathrm{A}$

$1\ \Omega_{int} = 1{,}00049\ \Omega$

$1\ \mathrm{Oe} = \frac{10^3}{4 \cdot \pi}\ \frac{\mathrm{A}}{\mathrm{m}}$

$1\ \mathrm{M} = 10^{-8}\ \mathrm{Wb}$

$1\ \gamma = 10^{-9}\ \mathrm{T}$

$1\ \mathrm{G} = 10^{-4}\ \mathrm{T}$

$1\ \mathrm{Gb} = 1\ \mathrm{Oe} \cdot \mathrm{cm} = \frac{10}{4 \cdot \pi}\ \mathrm{A}$

$1\ \mathrm{H_{int}} = 1{,}00049\ \mathrm{H}$

5. Abgeleitete, lichttechnische Einheiten

Größe	Einheit	Einheitenzeichen
Leuchtdichte	Candela durch Quadratmeter	cd/m^2
Lichtstrom	Lumen	lm
Beleuchtungsstärke	Lux	lx

5.1 Definitionen

$$lm = cd \cdot sr$$

$$lx = \frac{lm}{m^2} = \frac{cd \cdot sr}{m^2}$$

5.2 Nicht mehr benutzt werden dürfen

Größe	Einheit	Einheitenzeichen
Leuchtdichte	Apostilb	asb
Leuchtdichte	Nit	nt
Leuchtdichte	Lambert	la
Lichtstärke	Hefnerkerze	HK
Lichtstärke	internation. Kerze	IK
Beleuchtungsstärke	Nox	nx
Beleuchtungsstärke	Phot	ph
Leuchtdichte	Stilb	sb

5.3 Umrechnungen

Technische Einheiten in SI-Einheiten

$$1\ asb = \frac{1}{\pi}\frac{cd}{m^2}$$

$$1\ nt = 1\frac{cd}{m^2}$$

$$1\ la = \frac{10^4}{\pi}\frac{cd}{m^2}$$

$1\ HK = 0{,}903\ cd$
$1\ IK = 1{,}019\ cd$
$1\ nx = 10^{-3}\ lx$
$1\ ph = 1\ lm/cm^2 = 10^4\ lx$

$$1\ sb = 10^4\frac{cd}{m^2}$$

1. Antrieb

1.1 Otto-Motor

Werner Pause

1 Motoren mit einem Hubvolumen von 1 bis 1,9 Liter
11 1,1 l-Motor des VW-Golf
12 1,2 l-Motor des Alfa-Romeo, Alfasud
13 1,5 l-Motor des VW Passat „TS"
14 1,6 l-Motor des Fiat 124 Special
15 1,9 l-Motor des Opel Kadett Rallye und Manta SR

2 Motoren mit einem Hubvolumen von 2 Liter
21 2 l-Einspritzmotor Typ B 20 E im Volvo 1800 ES
22 2 l-Motor des BMW 2002
23 2 l-Motor des BMW turbo
24 2 l-Motor des Citroen DS 20
25 2 l-Motor des BMW 2002 tii
26 2 l-Motor des Ford Consul (D)
27 2 l-Motor des Peugeot 504 GL-Ti

3 Motoren mit einem Hubvolumen von 2 bis 2,8 Liter
31 2,3 l-Motor des Chevrolet Vega 2300
32 2,5 l-Motor 712 des Steyr-Puch-Geländefahrzeuges
33 2,7 l-Motor des Porsche 911 S
34 2,8 l-Motor des Mercedes-Benz 280 S
35 2,8 l-Motor des Mercedes-Benz 280 SE
36 2,8 l-Motor des Opel Comodore GS
37 2,8 l-Motor des Opel GSE

4 Motoren mit einem Hubvolumen von über 3 Liter
41 3 l-Motor des BMW 3,0 S
42 3 l-Motor des BMW 3,0 Si
43 3,5 l-Motor des Mercedes 350 SE
44 5,3 l-Motor des Jaguar XJ 12 L

1 Motoren mit einem Hubvolumen von 1 bis 1,9 Liter

11 1,1 l-Motor des VW-Golf

Technische Daten: Wassergekühler Vierzylinder Reihenmotor, Bohrung 69,5 mm, Hub 72, Hubraum 1093 cm^3, Verdichtung 8 : 1, max. Leistung 50 PS (37 kW) bei 6000 U/min, max. Drehmoment 77 Nm bei 3000 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 9,1 bar, spezifische Leistung 45 PS/l, Ölinhalt 3,25 l, 1 Fallstromvergaser Solex 34 PICT (Längs- u. Querschnitt, Bild 1a) u. b)).

Der Motor treibt die Fahrzeug-Frontachse und ist quer zur Fahrtrichtung 15° nach vorne geneigt eingebaut. Der Zylinderblock ist aus Grauguß und tief über die Kurbelwellenlager heruntergezogen für hohe Steifigkeit und zwecks einfacher Abdichtung der Ölwanne. Der einteilige Zylinderkopf aus Aluminium ist quer durchströmt mit parallel stehenden Ventilen und einem modifizierten Wannenbrennraum. Die Nockenwelle ist in drei mit dem Zylinderkopf gegossenen Lager-

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978

Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

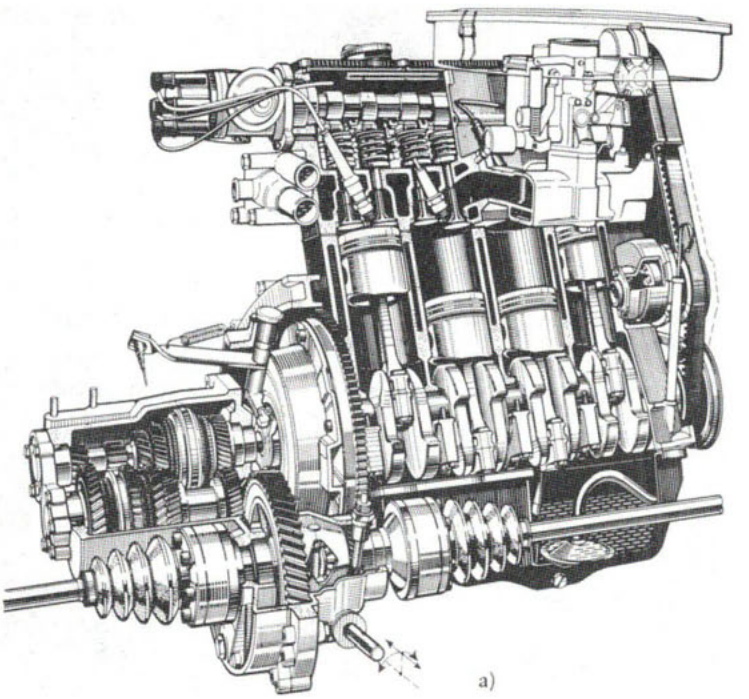
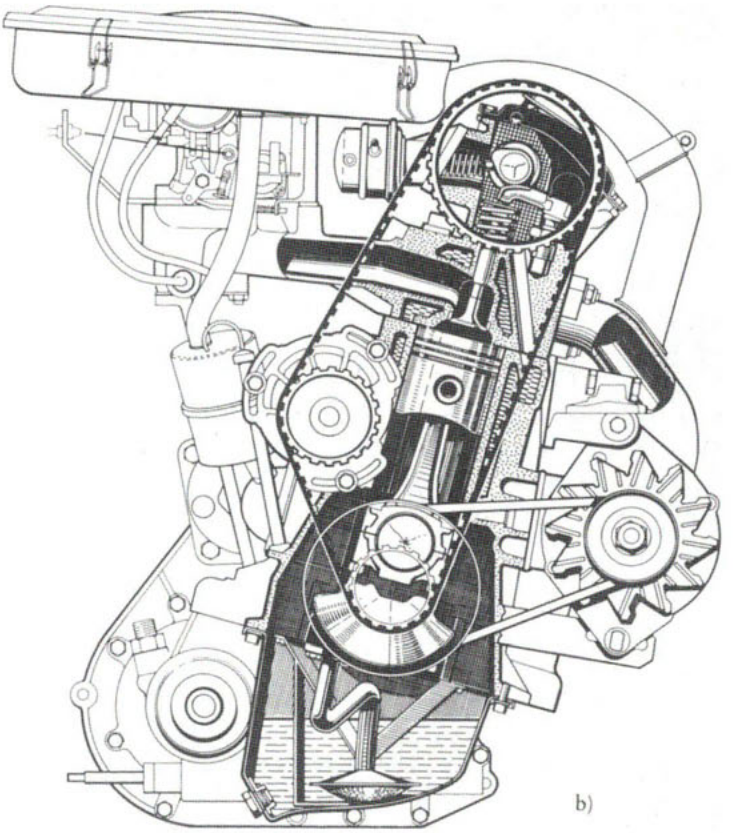


Bild 1a), 1b) VW-Golf 1,1 l

böcken gelagert. Sie betätigt über Schwinghebel die Ventile. Das Ventilspiel ist über selbsthemmende Kugelstellschrauben als Schwingungshebellager mittels Sechskant-Imbusschlüssel nachzuregulieren. Der Zündverteiler ist auf das schwungradseitige Ende der Nockenwelle aufgesetzt. Nockenwelle und Wasserpumpe werden über einen Zahnriemen angetrieben, wobei die exzentrisch gelagerte Wasserpumpe als Riemenspannvorrichtung dient. Die mechanische Kraftstoffpumpe wird ebenfalls von der Nockenwelle betätigt über ein Exzenter. Die Ölpumpe, eine Sichel-Zahnradpumpe, sitzt direkt auf der Kurbelwelle. Ein Ölfilter ist im Hauptstrom geschaltet. Die Kurbelwelle ist aus Kugelgraphit-Grauguß mit 8 Gegengewichten gegossen. Sie ist fünffach gelagert. Im Kühlwasserkreislauf sind ein Querstromkühler und ein Thermostat angeordnet. Das Thermostat hat zusätzlich ein Drosselglied, das die Aufheizung des Saugrohres reduziert mit zunehmender Erwärmung des Motors. Die elektrische Anlage arbeitet mit 12 Volt.



größte Motorhöhe: 600 mm
größte Motorbreite: 452 mm

12 1,2 l-Motor des Alfa-Romeo, Alfasud

Technische Daten: Wassergekühlter Vierzylinder-Boxermotor, Bohrung 80 mm, Hub 59 mm, Hubraum 1186 cm³, Verdichtung 8,8 : 1, max. Leistung 63 PS (46 kW) bei 6000 U/min, max. Drehmoment 83 Nm, bei 3500 U/min, entsprechend einem Mitteldruck von 8,8 bar, spezifische Leistung 53 PS/l, Ölinhalt 4 l, 1 Fallstromvergaser Solex C 32 DISA (Motorlängs- u. Querschnitt, Bild 2a) u. b), Schnittbild 2c)).

Das Kurbelgehäuse und die Zylinder sind bei diesem Boxermotor aus einem Stück in feinporigem Grauguß gegossen. Während das Oberteil

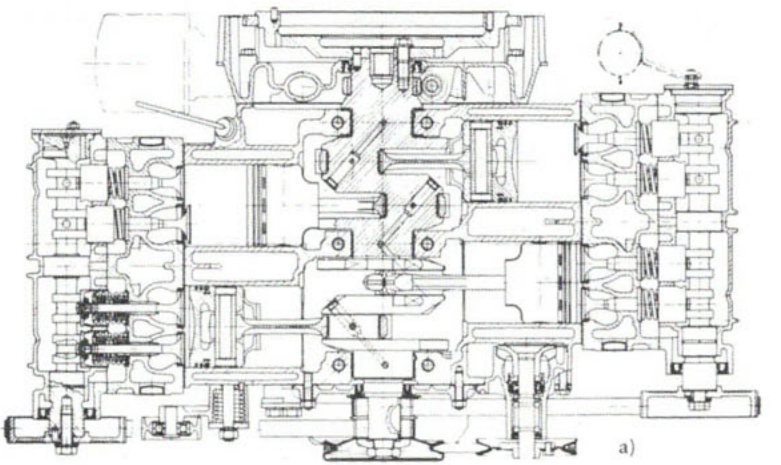
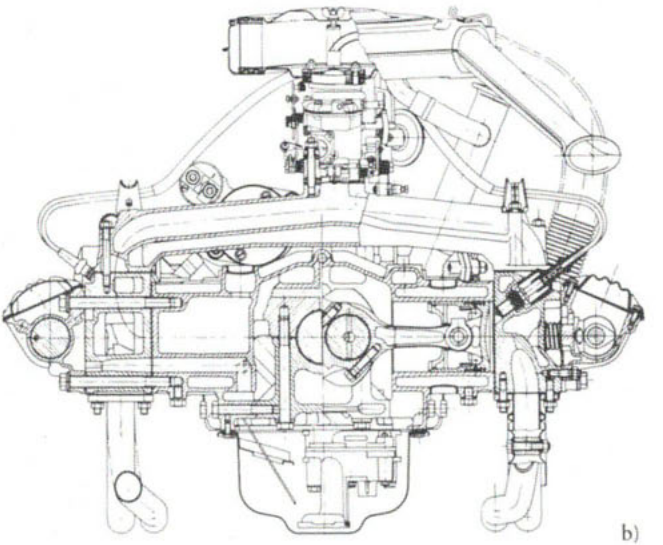
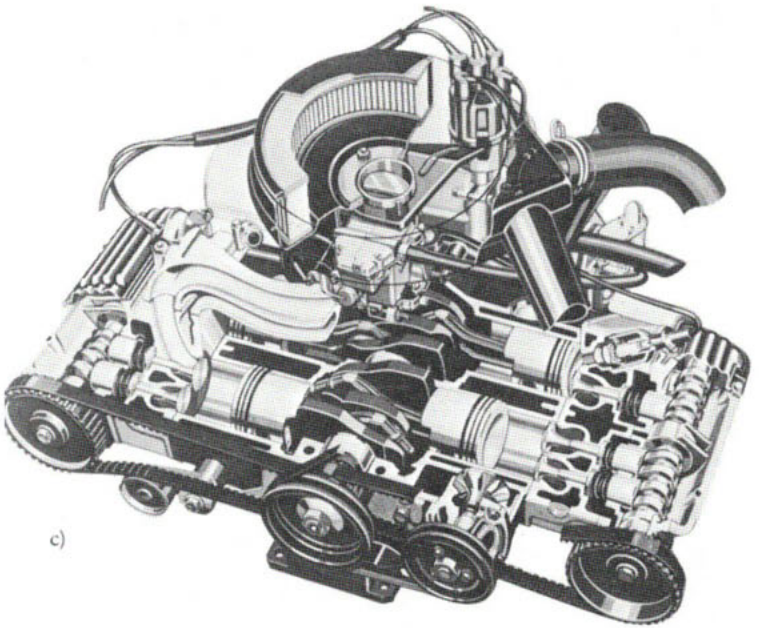


Bild 2a), 2b), 2c) Alfa-Romeo, Alfasud 1,186 l



des Kurbelgehäuses aus stabilen Wänden besteht, ist die Unterseite offen und wird durch die gezogene Blechölwanne, die keine Kräfte aufnehmen kann, verschlossen. Die drei Hauptlagerböcke der Kurbelwelle werden durch Zuganker fest in das Gehäuse gedrückt. Sie wer-



c)

den durch sechs senkrecht liegende Schrauben, wie im Querschnitt in Bild 2b zu erkennen ist, fest mit dem Kurbelgehäuse verspannt. Damit entfallen die vielen Dichtflächen, die bei Boxermotoren üblich sind. Der Brennraum wird durch eine flache Wanne im Kolben und der ebenen Zylinderkopfunterseite mit den nebeneinander in Richtung Zylinderachse angeordneten Ventilen gebildet. Die parallelen Ventile werden über Tassenstößel, eine Nockenwelle je Zylinderreihe und zwei Zahnriemen betätigt. Die Ventile laufen in Führungen im Leichtmetallzylinderkopf. Ventilsitzringe sind aus Grauguß. Die Tassenstößel bewegen sich in Druckgußgehäusen, die auch die Nockenwellenlagerung aufnehmen und mittels der Zylinderkopfschrauben am Zylinderblock befestigt sind. Die sehr leichten Tassenstößel gleiten auf je zwei Nockenbahnen. Über eine Bohrung zwischen den beiden Nocken erreicht man eine Schraube, die zur Einstellung des Ventilspiels dient (Bild 2a). Das Nockenwellengehäuse ist mit einem Deckel verschlossen und im Betrieb teilweise mit Öl gefüllt. Die Zahnriemen werden durch je eine Rolle mittels Schraubenfeder gespannt. Der Verteiler, die Ölpumpe und die Kraftstoffpumpe sind in einem separaten Gehäuse untergebracht zwischen Motor und Getriebegehäuse. Der Antrieb erfolgt durch ein Zahnrad auf der Kurbelwelle direkt neben dem Schwungrad. Das Saugrohr wird auf die Zylinderköpfe

aufgeschraubt. Es ist einteilig und auf seiner ganzen Ausdehnung von Warmwasser beheizt, das in Kurbelgehäusemitte direkt vor einem Thermostat in das Saugrohr eintreten kann. Die elektrische Anlage arbeitet mit 12 Volt. Der Kühlerventilator wird elektrisch angetrieben und über Thermostatschalter an- und abgeschaltet.

13 1,5 l-Motor des VW Passat „TS"

Technische Daten: Wassergekühlter Vierzylinder-Reihenmotor, Bohrung 80 mm, Hub 76,6 mm, Hubraum 1470 cm³, Verdichtung 9,7 : 1, max. Leistung 85 PS (63 kW) bei 5800 U/min, max. Drehmoment 120 Nm bei 4000 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 10,3 bar, spezifische Leistung 85 PS/l, Ölinhalt 3 l, 1 Fallstromregistervergaser Solex 32/35 TDID Motorlängs- und Querschnitt, Bild 3a) u. b), Schnittbild c)).

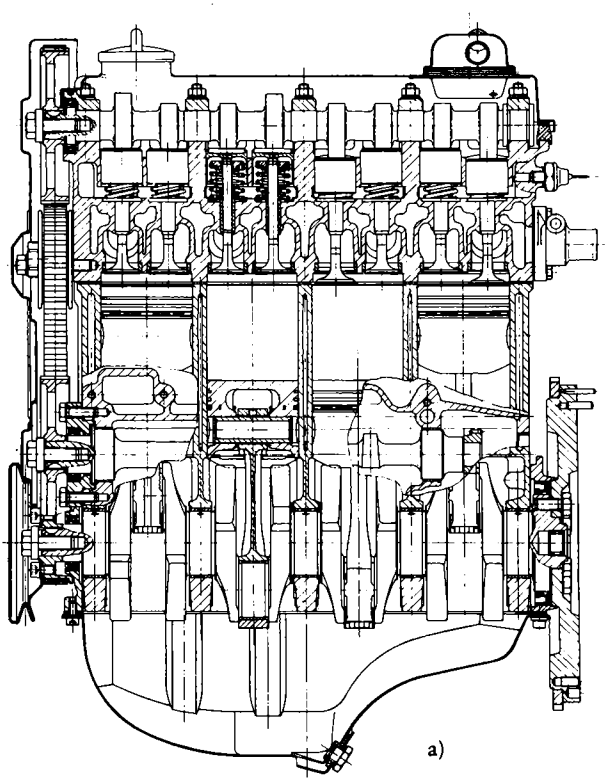
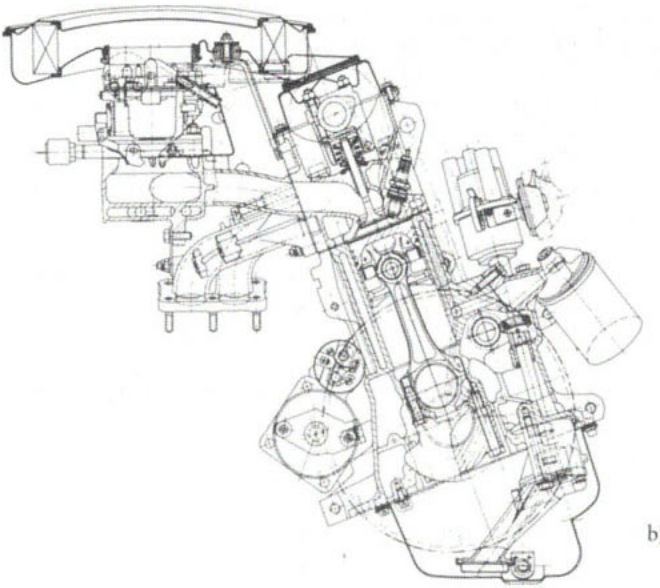
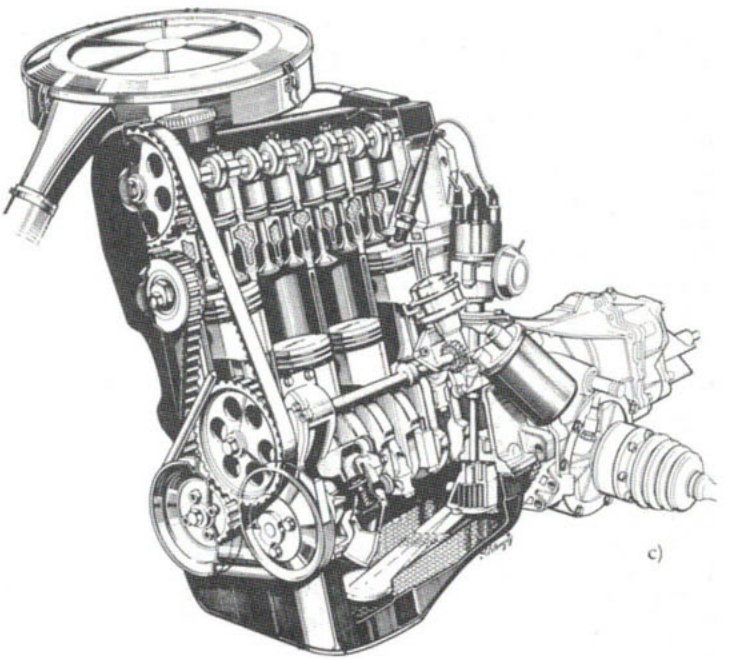


Bild 3a), 3b), 3c) VW Passat TS, 1,47 l



b)



c)

Der Motor ist in Fahrtrichtung um 20° nach rechts geneigt, vor der Vorder- und Antriebsachse eingebaut. Der Zylinderblock, ausgeführt in Grauguß, ist zwecks höherer Steifigkeit unter das Kurbelwellenlager herabgezogen. Die Zylinder sind allseitig vom Wasser umspült. Der Zylinderkopf ist aus Aluminium. Die Ventile sind parallel zur Zylinderachse angeordnet. Sie werden über Tassenstößel von einer im Zylinderkopf gelagerten Nockenwelle betätigt. Letztere ist durch einen Zahnriemen angetrieben, der noch eine Nebenwelle antreibt zum Anschluß für Zündverteiler, Ölpumpe und Benzinpumpe. Der Zahnriemen wird durch eine exzentrisch gelagerte Spannrolle gespannt (Bild 3c). Die Einstellung des Ventilspiels erfolgt durch Beilagscheiben entsprechender Dicke. Die Kurbelgehäuseentlüftung übernimmt ein Schlauch vom Zylinderkopfdeckel zum Luftansaugfilter, dem ein Ölabscheider vorgeschaltet ist. Die Kurbelwelle ist fünffach gelagert und mit acht Gegengewichten versehen. Das Kühlsystem ist mit Pumpe und Thermostat ausgerüstet. Der Wasserkühler ist, seitlich verschoben, getrennt vom Motor angebracht. Das elektrische Kühlgebläse wird von einem Thermoschalter gesteuert. Die elektrische Anlage wird mit 12 Volt betrieben. Ein Ölfilter im Hauptstrom ist unterhalb von Kraftstoffpumpe und Zündverteiler eingeschraubt.

14 1,6 l-Motor des Fiat 124 Special

Technische Daten: Wassergekühlter Vierzylinder-Reihenmotor, Bohrung 80 mm, Hub 79,2 mm, Hubraum 1592 cm^3, Verdichtung 8,9 : 1, max. Leistung 95 PS (70 kW) bei 6000 U/min, max. Drehmoment 125 Nm bei 4000 U/min, entsprechend einem Mitteldruck von 9,9 bar, spezifische Leistung 59,6 PS/l, Ölinhalt 3,75 l, 1 Fallstromregistervergaser (Motorlängs- u. Querschnitt, Bild 4a) u. b)).

Der Motor ist in Fahrtrichtung senkrecht eingebaut. Das Kurbelgehäuse ist aus Grauguß, die Zylinderwände sind ohne Zwischenraum für den Kühlwasserdurchfluß. Die Kurbelwelle ist fünffach gelagert und hat vier geschmiedete Ausgleichsgewichte. Die Ventile sind in V-Form unter einem Winkel von 65° angeordnet. Je eine Nockenwelle betätigt Ein- und Auslaßventile. Der Zylinderkopf aus Aluminium trägt die beiden Nockenwellen auf eigenen Stützlagergehäusen, ebenfalls aus Leichtmetall. Zwei Deckel über den Nockenwellen ermöglichen eine gut zugängliche Ventilnachstellung. Das Ventilspiel wird mittels Scheiben unterschiedlicher Dicke ausgeglichen. Der Antrieb der beiden Nockenwellen erfolgt über Zahnriemen, von der Kurbelwelle über ein Nebenwellenrad und eine Spannrolle. Zündverteiler und Ölpumpe werden von einem Zahnritzel von der Nebenwelle

angetrieben, die Kraftstoffpumpe über ein Exzenter, ebenfalls von der Nebenwelle. Die Ölpumpe liegt an tiefster Stelle im Ölsumpf und fördert das Öl im Hauptstrom über ein reichlich bemessenes Filter. Bemerkenswert ist der sehr kompakte Brennraum mit günstiger Lage der Zündkerze und gut ausgebildeten Quetschkanten, zwischen Kolbenober- und Zylinderkopfunterseite. Dieser Motor ist mit einem

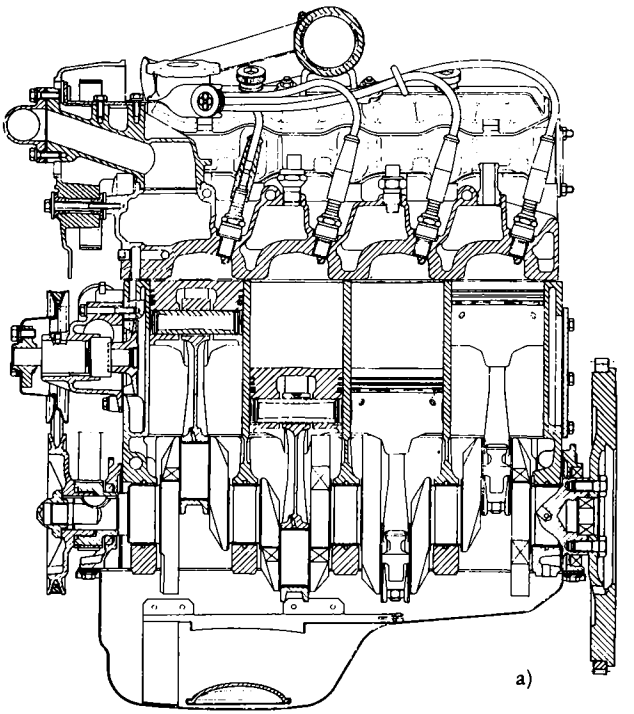
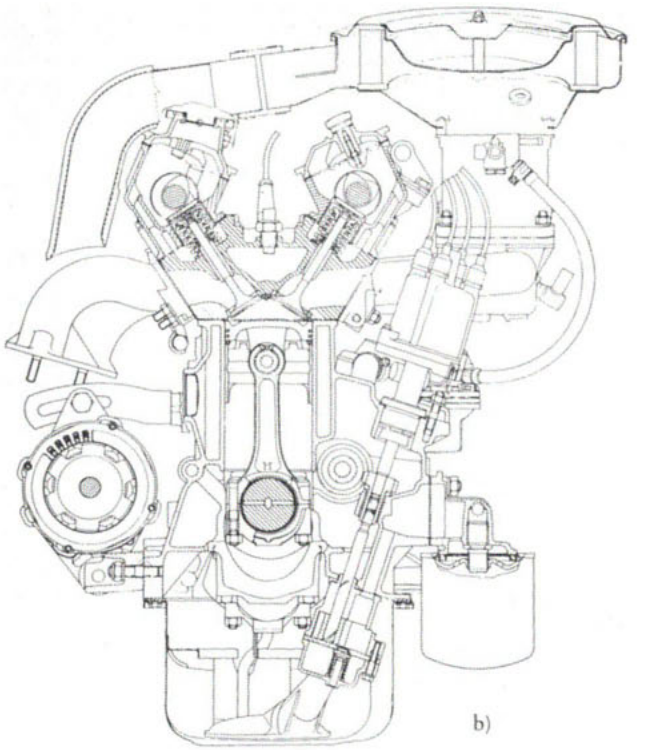


Bild 4a), 4b) Fiat 124 Special, 1,592 l

Fallstromregistervergaser Weber 32 DHS 26 oder Solex C 32 EIES 33 ausgerüstet. Der Kühlwasserkreislauf ist geschlossen mit Thermostat ausgerüstet für schnellen Warmlauf beim Kaltstart. Die elektrische Anlage arbeitet mit 12 Volt.



15 1,9 l-Motor des Opel Kadett Rallye und Manta SR

Technische Daten: Wassergekühlter Vierzylinder-Reihenmotor, Bohrung 93 mm, Hub 69,8 mm, Hubraum 1897 cm³, Verdichtung 9 :1, max. Leistung 90 PS (66 kW) bei 5100 U/min, max. Drehmoment 146 Nm bei 3100 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 9,7 bar, spezifische Leistung 52,7 PS/l, Ölinhalt 3,0 l, 1 Fallstromvergaser. Kraftstoff-Oktanbedarf ROZ 98 (Motorlängs- u. Querschnitt, Bild 5 a) u. b)).

Der Motor ist senkrecht und in Fahrtrichtung im Fahrzeug eingebaut. Der Zylinderblock ist aus Grauguß. Die Zylinder sind allseitig vom Kühlwasser umgeben. Die Ventile sind parallel im Zylinderkopf aus Grauguß angeordnet. Eine Nockenwelle, gelagert im Zylinderkopf, wird über eine Kette angetrieben. Ein kurzer Stößel bewegt die Ventile über einen aus Stahlblech geprägten Kipphebel. Das Ventilspiel wird eingestellt über eine Schraube mit kugelförmiger Lagerung für den Kipphebel. Die Kurbelwelle läuft in fünf Lagern. Die Antriebswelle für Zündverteiler, Öl- und Benzinpumpe liegt vor der Nockenwellen-

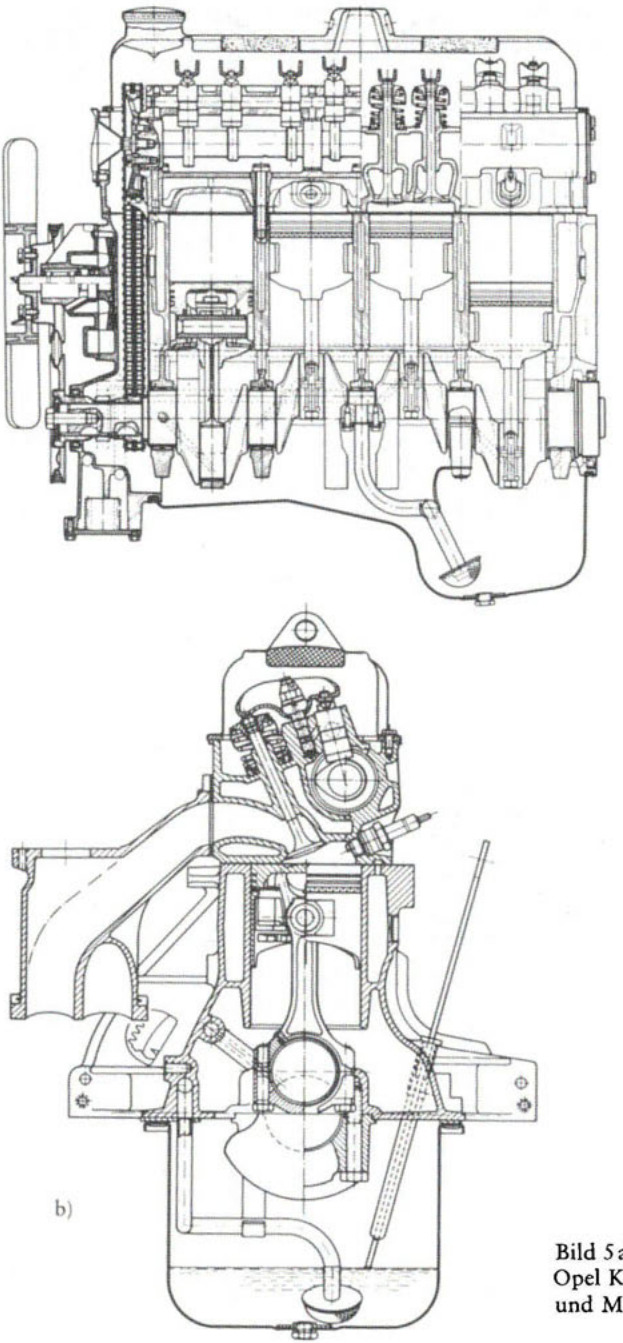


Bild 5a), 5b)
Opel Kadett Rallye
und Manta, 1,9 l

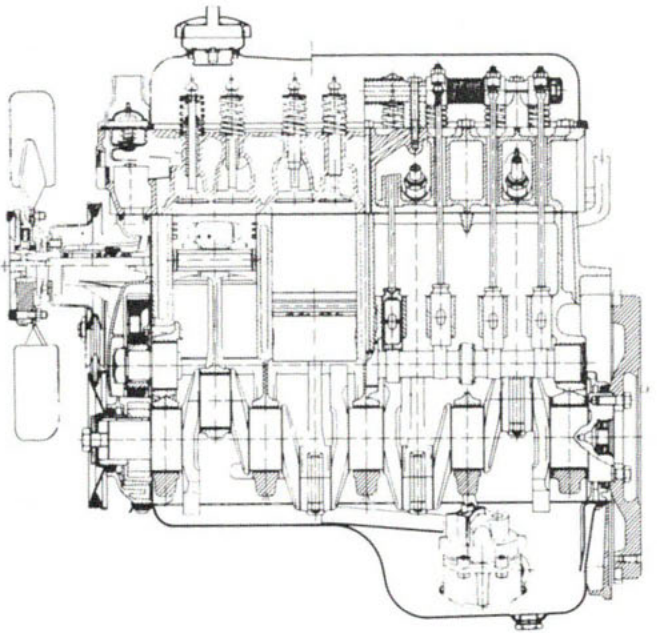
kette und ist wie üblich über Schraubenräder mit der Kurbelwelle angetrieben. Das Ölfilter liegt im Hauptstrom. Die Ölmenge im Kurbelgehäuse mit Filter beträgt 3,0 l. Das Saugrohr unter dem Vergaser wird durch die Abgase beheizt. Die elektrische Anlage hat eine Betriebsspannung von 12 Volt.

2 Motoren mit einem Hubvolumen von 2 Liter

21 2 l-Einspritzmotor Typ B 20 E im Volvo 1800 ES

Technische Daten: Wassergekühlter Vierzylinder-Reihenmotor, Bohrung 88,9 mm, Hub 80 mm, Hubraum 1986 cm³, Verdichtung 10,5 : 1, max. Leistung 124 PS (91 kW) bei 6600 U/min, max. Drehmoment 166 Nm bei 3500 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 9,2 bar, spezifische Leistung 62,4 PS/l, Ölinhalt 3,75 l, elektronisch gesteuerte Benzineinspritzung (Motorlängs- u. Querschnitt, Bild 6a) u. b)).

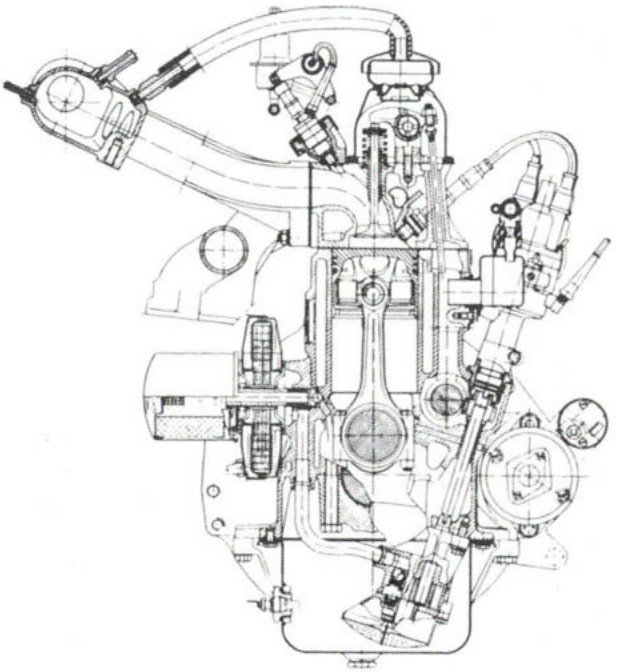
Der Motor ist in Fahrtrichtung mit Zylinderachsen senkrecht im Fahrzeug eingebaut. Das Kurbelgehäuse mit Zylindern ist einteilig aus Grauguß. Die Zylinder wachsen nicht zusammen. Der Brennraum ist



a)

Bild 6a), 6b) Volvo 1800 ES, 2 l

wannenförmig (ATH, Bd. 1, S. 649, Bild 7). Die Ventile sind senkrecht und parallel zueinander angeordnet. Sie werden betätigt über Kipphebel und Stößel durch eine seitlich liegende, von Zahnrädern getriebene Nockenwelle. Die Kipphebel sind auf einer Welle gelagert. Die Ventileinstellung erfolgt am Kipphebel mittels Einstellschraube. Das Ölfilter liegt im Hauptstrom. Wie in Bild 6b zu erkennen, ist ein Ölkühler vorgesehen, welcher vor dem Ölfilter angebracht ist. Die Ölpumpe ist mit dem Zündverteiler gekoppelt. Die Kurbelgehäuseentlüftung erfolgt über einen Schlauch vom Ölfänger auf dem Zylinderkopfdeckel zum Ansaugrohr. Eine kalibrierte Düse regelt das abzusaugende Gasvolumen, das mit der Frischgasladung verbrennt. Das Kühlsystem besitzt einen Thermostaten, welcher während des Warmlaufens des Motors den Kühler abschaltet. Die elektrische Anlage arbeitet mit 12 Volt. Der Motor läuft mit elektronisch gesteuerter Benzineinspritzung, System Bosch D-Jetronic. Die Kraftstoff-Einspritzventile, welche den Kraftstoff teilweise vor die Einlaßventile vorlagern, sind am Zylinderkopf befestigt und spritzen direkt auf das Ventil. Die Luftansaugrohre sind zwecks Optimierung von Leistung und Drehmoment extrem lang gehalten und enden im Luftsammler, welchem das Luftfilter vorgeschaltet ist. Der Zündverteiler mit seinem Antrieb über Nockenwellenritzel liegt zwischen drittem und viertem Zylinder.



b)

22 2 l-Motor des BMW 2002

Technische Daten: Wassergekühlter Vierzylinder-Reihenmotor, Bohrung 89 mm, Hub 80 mm, Hubraum 1990 cm³, Verdichtung 8,3 : 1, max. Leistung 100 PS (73 kW) bei 5500 U/min, max. Drehmoment 160 Nm bei 3500 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 9,9 bar, spezifische Leistung 50 PS/l. Ölinhalt einschließlich Filter 5 l, 1 Fallstromvergaser Solex 40 PDSI (Längs- u. Querschnitt, Bild 7a) u. b)).

Der Motor ist in Fahrtrichtung um 30° nach rechts geneigt eingebaut. Der Zylinderblock ist aus Grauguß mit allseitig vom Kühlwasser umspülten Zylindern. Die Ventile sind unter einem Winkel von 52° im Zylinderkopf aus Aluminium untergebracht. Dadurch ergibt sich ein für den Verbrennungsablauf günstiger, sphärisch geformter Brennraum mit zwei Einbuchtungen um sog. Quetschkanten zwischen Kopf und Kolbenoberfläche zu erzeugen. In den Quetschkanten wird bei

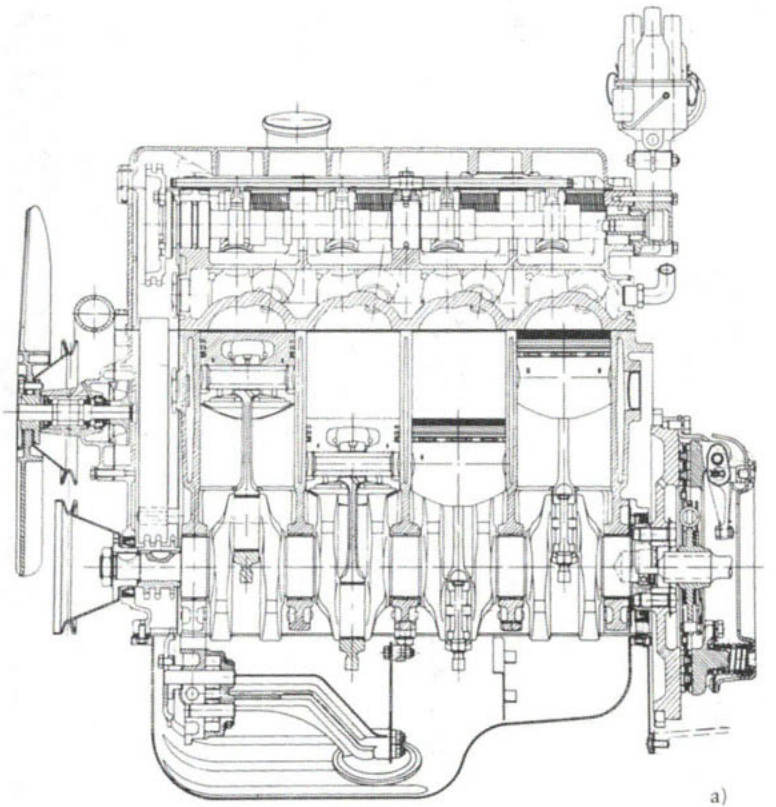
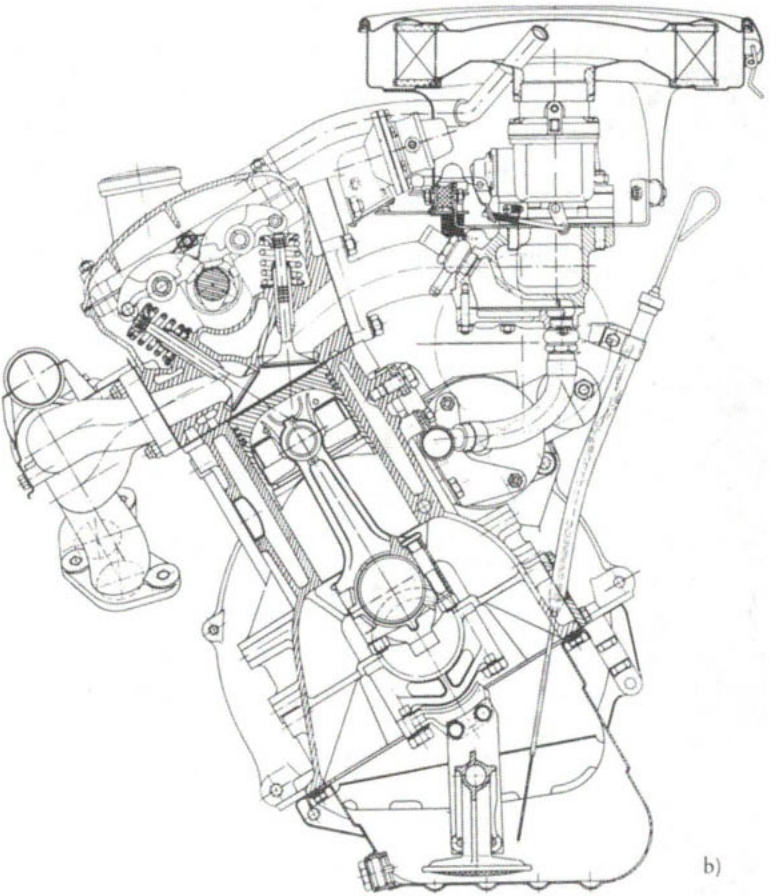


Bild 7a), 7b) BMW 2002, 2 l

Annäherung des Kolbens zum oberen Totpunkt ein Strömungsimpuls erzeugt und der Reaktionsablauf beeinflußt. Die Ventile werden von einer oben liegenden Nockenwelle über kurze Kipphebel bewegt. Sie wird von einer Rollenkette angetrieben. Das Ventilspiel wird eingestellt durch eine Exzenterscheibe, die im Kipphebel festgeklemmt ist und durch eine Mutter gesichert wird. Im Kipphebel aus Leichtmetall ist ein Hartmetall-Gleitstein eingegossen, welcher auf dem Nocken gleitet. Die Schmierölversorgung für den Nockentrieb geschieht durch eine Ölleitung mit gerichteten Bohrungen, die das Öl auf die Nockenwellengleitbahn sprühen. Der Vergaser ist nur mit einem Venturi ausgerüstet. Das Luftfilter ist auf dem Vergaser befestigt. Das Saug-



b)

rohr ist warmwasserbeheizt. Die Betriebsspannung der elektrischen Anlage ist 12 Volt. Der Zündverteiler an der Nockenwelle auf der Schwungradseite des Motors wird über ein Schraubenräderpaar angetrieben. Der Antrieb der Kraftstoffpumpe, ein Exzenternocken an der Nockenwelle, liegt zwischen dem 2. und 3. Zylinder. Die Ölpumpe ist unter der Kurbelwelle angebracht und wird mittels Rollenkette angetrieben. Die Kurbelwelle ist geschmiedet, fünfmal gelagert und mit acht festen Gegengewichten versehen. Ein Ölfilter liegt links seitlich am Kurbelgehäuse im Hauptstrom des Ölkreislaufes.

23 2 l-Motor des BMW turbo

Technische Daten: wie 2 l-Motor des Typ 2002 tii, jedoch Verdichtung 6,9 : 1, max. Leistung 170 PS (125 kW) bei 5800 U/min, max. Drehmoment 240 Nm bei 4000 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 15,2 bar, spezifische Leistung 85,5 PS/l, Benzineinspritzung (System Kugelfischer) mit Ladedruckregelung, Abgasturbolader, Ölinhalt 5 l einschließlich Filter und Ölkühler (Bild 8).

An diesem Motor wurde am Auslaßkrümmer ein Abgasturbolader (s. ATH, Bd. 1, S. 937) angebracht, der verdichtete Luft über die vom Verdichter bis zur Drosselklappe verlaufende Ladeluftleitung dem Motor zuführt. In o. g. Bild ist oben rechts das Ladedruckbegren-

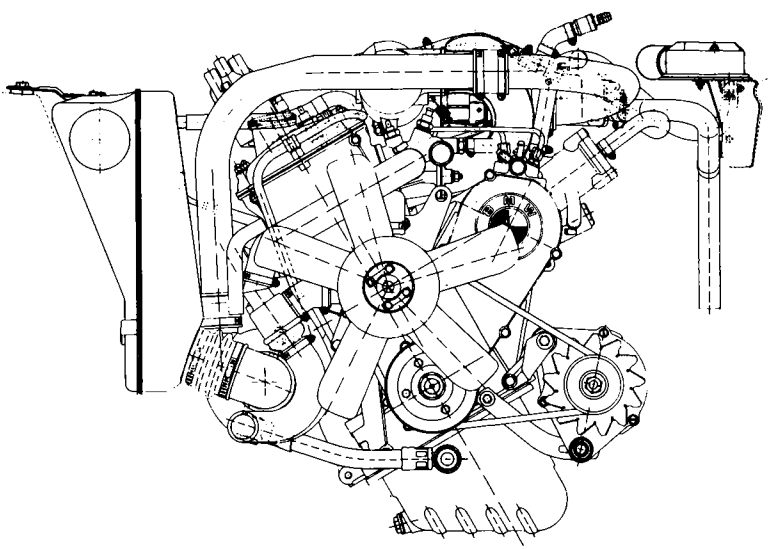
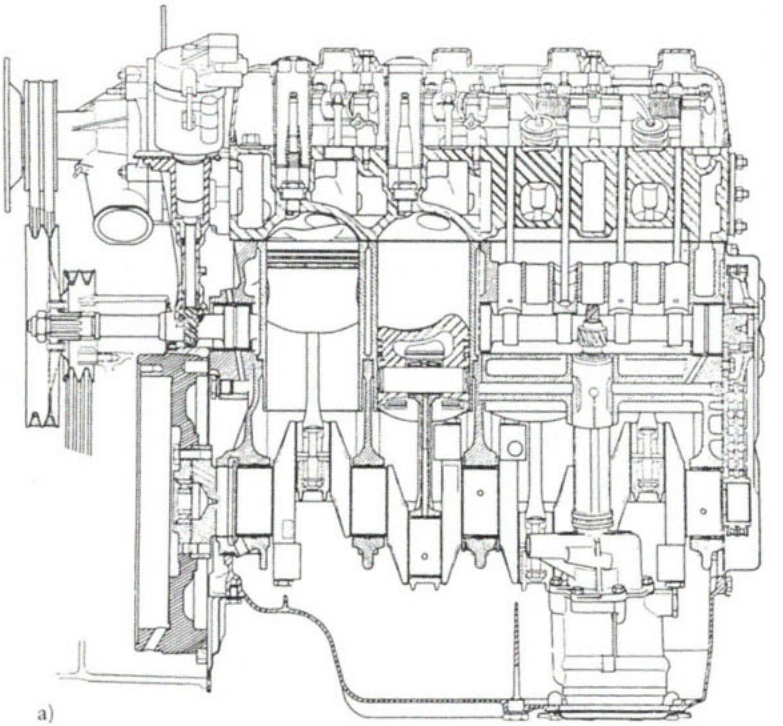


Bild 8. BMW 2002 turbo, 2 l

zungs-Ventil dargestellt, das den Motor vor Überbelastung schützt. In den Ölkreislauf ist ein Ölkühler eingebaut mit einem Thermostat, welches den Kühler bei einer Öltemperatur von 90° C zuschaltet. Die Schmierung der Lagerung der Laderwelle ist in den Ölkreislauf einbezogen und somit eine sichere Betriebstemperatur gewährleistet. Die Ansaugluft wird über ein reichlich dimensioniertes Plattenluftfilter geleitet, das gesondert im Motorraum aufgehängt wird.

24 2 l-Motor des Citroen DS 20

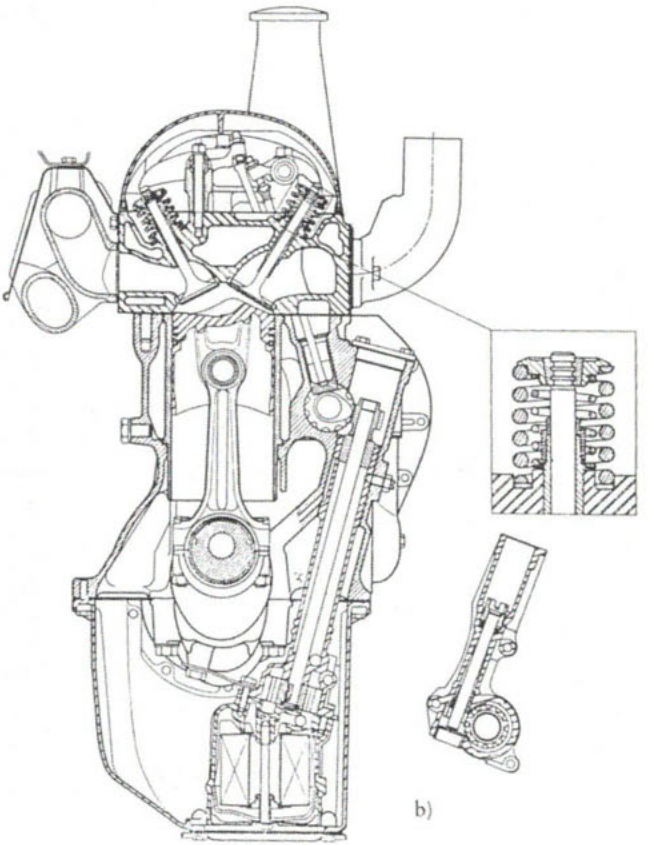
Technische Daten: Wassergekühlter Vierzylinder-Reihenmotor, Bohrung 86 mm, Hub 85,5 mm, Hubraum 1985 cm³, Verdichtung 8,75 : 1, max. Leistung 99 PS (72,8 kW) bei 5500 U/min, max. Drehmoment 148 Nm bei 3500 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 9,4 bar, spezifische Leistung 49,9 PS/l, Ölinhalt 4 l, 1 Fallstrom-Doppelvergaser (Längs- u. Querschnitt, Bild 9a) u. b)).



a)

Bild 9a), 9b) Citroen DS 20, 2 l

Der Motor ist in das frontgetriebene Fahrzeug in Längsrichtung hinter dem Getriebe eingebaut. Der Zylinderblock ist aus Grauguß, die Zylinderbüchsen aus Stahl sind im oberen Teil vom Kühlwasser und im unteren Drittel vom Motoröl des Kurbelraumes umspült. Die Kurbelwelle ist fünffach gelagert, vier Ausgleichsgewichte sind auf Kurbelwangen aufgeschraubt. Der Zylinderkopf ist aus Aluminium. Die Ventile sind in V-Form unter einem Winkel von 60° angeordnet und über Kipphebel und Stoßstangen betätigt. Die Nockenwelle mit den Stößeln ist im Zylinderblock weitgehend nach oben verlegt, um kurze Stoßstangen zu erhalten. Der Brennraum ist halbkugelförmig, der Kolben hat Nase und Mulde. Die Zündkerzen sind über Rohre, welche in den Zylinderkopf eingepreßt und im oberen Deckel abgedichtet sind, zugänglich. Zündverteiler, Ölpumpe, Lichtmaschine und Wasserpumpe werden von der Nockenwelle angetrieben. Diese ist



über eine Kette mit der Kurbelwelle gekoppelt. Ölpumpe und Ölfilter sind in der Ölwanne integriert. Der Filterwechsel erfolgt durch einen Flanschdeckel am Boden der Ölwanne. Der Fallstrom-Doppelvergaser ist vom Typ Weber 28/36 DLA 2. Die elektrische Anlage wird mit einer Spannung von 12 Volt betrieben.

25 2 l-Motor des BMW 2002 tii

Technische Daten: Wie 2 l-Motor des BMW 2002, jedoch Verdichtung 9,5 : 1, max. Leistung 130 PS (95,6 kW) bei 5800 U/min. max. Drehmoment 177 Nm bei 4500 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 11,2 bar, spezifische Leistung 65 PS/l, Kraftstoffeinspritzung System „Kugelfischer" (Motorquerschnitt Bild 10), Pumpenordnung u. Antrieb wie in Bild 8.

Dieser leistungsstarke Motor entstand aus dem 2 l-Motor durch Hinzufügen einer Benzineinspritzanlage (System Kugelfischer, s. ATH, Bd. 1, S. 522) mit Einspritzung vor das Einlaßventil. Die Kraftstoff-

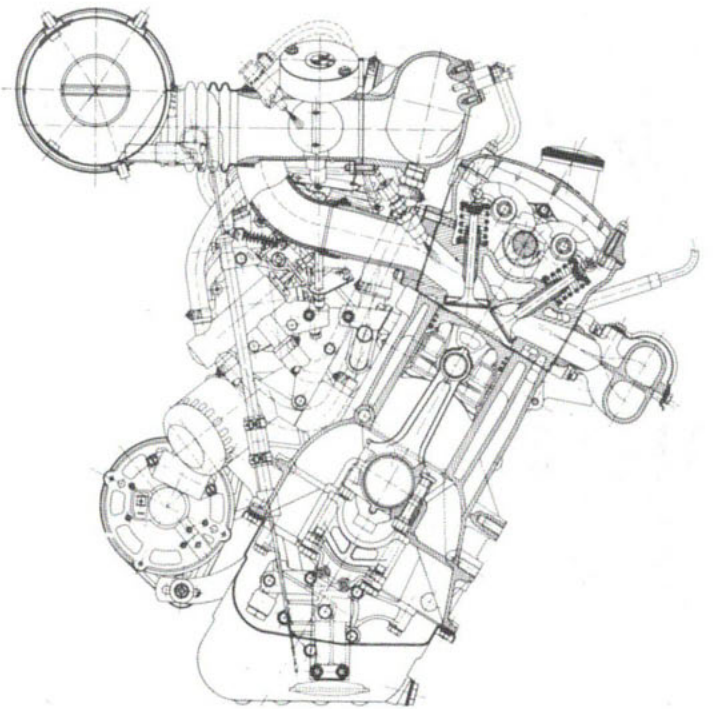


Bild 10. BMW 2002 tii, 2 l

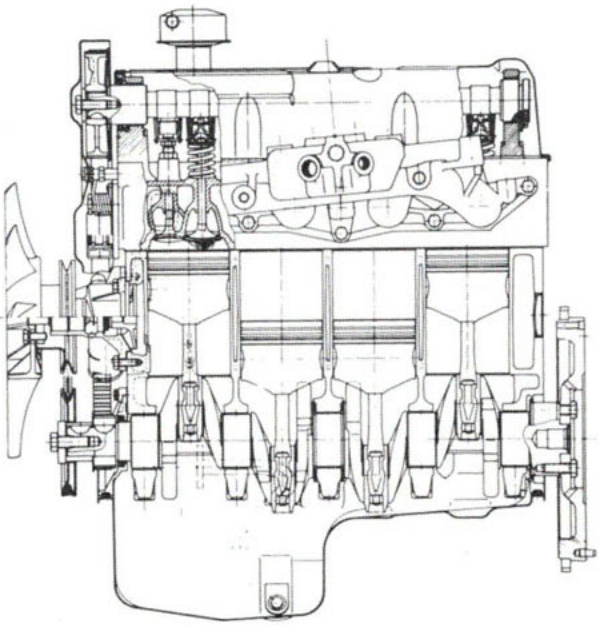
versorgung vom Tank zur Einspritzpumpe übernimmt eine elektrische Zahnradpumpe mit einem Betriebsdruck von 1 bis 1,5 atü. Die Saugrohre bestehen aus 180° Rohrbogen, welche von einem gemeinsamen Sammler abzweigen und in Länge und Durchmesser auf die geforderte Leistung und das gewünschte Drehmoment optimal ausgelegt sind. Die Drosselklappe befindet sich am Sammler. In diesem ist auch die Einspritzdüse für den Kaltstart des Motors angebracht.

26 2 l-Motor des Ford Consul (D)

(wird auch als 1,3- und 1,6 l-Motor hergestellt)

Technische Daten: Wassergekühlter Vierzylinder-Reihenmotor, Bohrung 90,8, Hub 70 mm, Hubraum 1993 cm^3, Verdichtung 9,2 : 1, max. Leistung 99 PS (73 kW) bei 5500 U/min, max. Drehmoment 151 Nm bei 4000 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 9,5 bar, spezifische Leistung 49,7 L/PS, Ölinhalt 3,5 l, 1 Fallstromdoppelvergaser (Längs- u. Querschnitt, Bild 11a) u. b)).

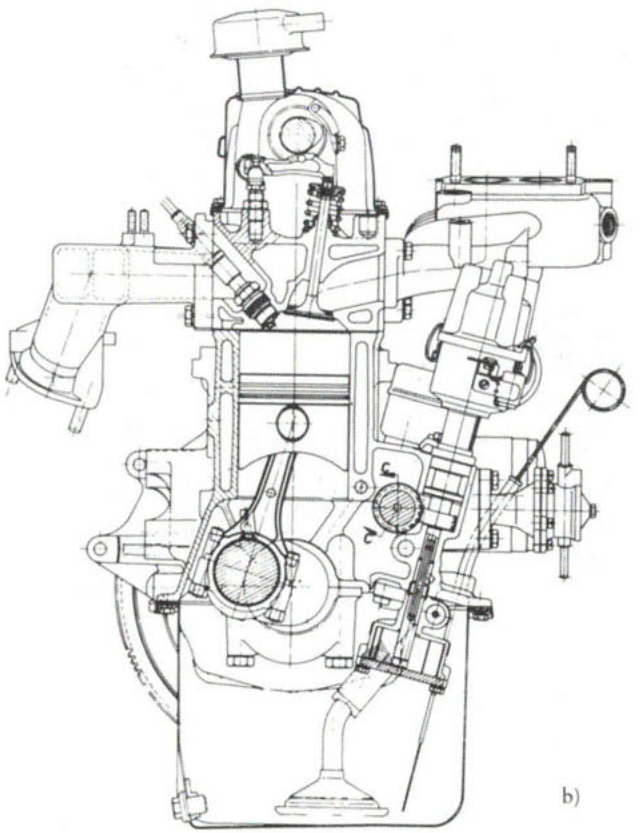
Der Motor ist in Fahrtrichtung senkrecht im Fahrzeug eingebaut. Der Zylinderblock ist aus Grauguß. Die Zylinder sind allseitig vom Kühlwasser umspült. Die Bauhöhe ist nieder gehalten zur Gewichtsvermin-



a)

Bild 11a), 11b Ford Consul (D), 2 l

derung. Als Folge ist die Ölwanne entsprechend tiefer. Die Ventile sind in V-Form angeordnet unter einem Winkel von 15° und werden über jeweils um 180° gewendete Kipphebel von einer obenliegenden Nockenwelle betätigt. Die Ventilspieleinstellung ist bequem über das Kipphebellager durch Verdrehen des Lagerbolzens und Sichern der Feststellmutter vorzunehmen. Die Kurbelwelle ist fünffach gelagert. Vier Gegengewichte sind mit der Kurbelwelle gegossen. Der Zylinderkopf ist ebenfalls aus Grauguß, wobei die drei Lagerblöcke für die Nockenwelle mitgegossen sind. Die Nockenwelle läuft in Lagerschalen. Die Ventile laufen direkt in den Graugußbohrungen des Kopfes. Auffallend ist die Zündkerze mit 18 mm Gewinde. Außer über Nockenwelle und über Spannrolle läuft der Zahnriemen über eine Nebenwelle, welche Zündverteiler, Öl- und Kraftstoffpumpe antreibt. Das Ölfilter ist seitlich, unterhalb des Saugrohres untergebracht. Es filtert das Öl im Hauptstrom. Das Kühlsystem mit Wasserpumpe, Thermo-



b)

stat und Saugrohrvorwärmung ist wie üblich geschlossen und steht unter Überdruck bei warmem Motor. Die elektr. Anlage wird mit 12 Volt betrieben. Die Leistung von 99 PS wird mit einem Solex-Fallstrom-Doppelvergaser 32/32 EITT erreicht.

27 2 l-Motor des Peugeot 504 GL-Ti

Technische Daten: Wassergekühlter Vierzylinder-Reihenmotor, Bohrung 88 mm, Hub 81 mm, Hubraum 1971 cm³, Verdichtung 8,3:1, max. Leistung 97 PS (71 kW) bei 5600 U/min, max. Drehmonent 166 Nm bei 3000 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 10,6 bar, spezifische Leistung 49 PS/l, Ölinhalt 4 l, elektrische Benzinpumpe, mechanische Benzineinspritzung (Motorlängs- u. Querschnitt, Bild 12a) u. b), Anordnung Einspritzausrüstung Bild 12b).

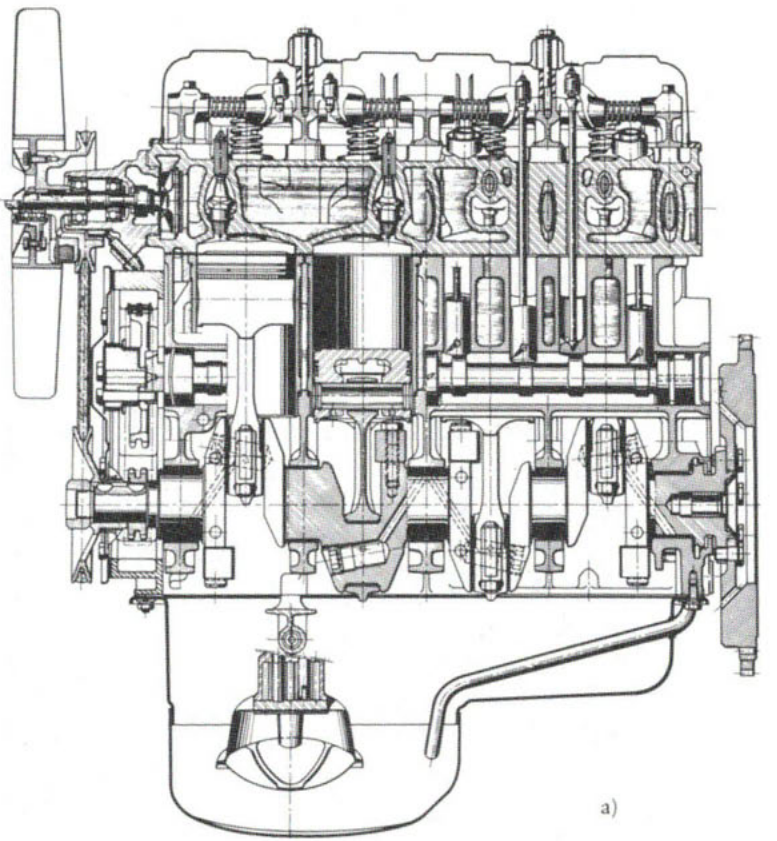
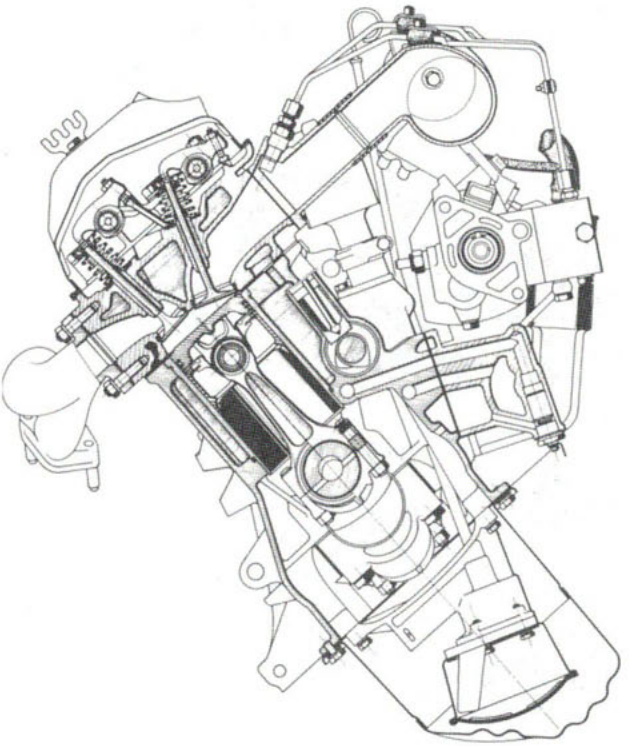


Bild 12a), 12b) Peugeot 504 Gl – Ti

Der Motor ist in Längsrichtung, 45° nach rechts geneigt, eingebaut. Der Zylinderkopf ist aus Aluminium, mit über Stoßstangen und Kipphebeln angetriebenen Ventilen. Diese sind in einem Winkel von 15° und etwas verschoben zur Zylinderachse angeordnet, wodurch sich ein günstiger kompakter Brennraum ergibt. Der Zylinderblock ist aus Grauguß, die Zylinderbüchsen sind in diesen eingeschoben und an einen Absatz oben und unten abgedichtet. Am unteren Dichtrand ist zur Aufnahme der Längendehnung und Fertigungstoleranzen eine ausreichend dicke Dichtung eingelegt. Die Nockenwelle liegt sehr hoch im Zylinderblock und ist deshalb über eine Kette von der Kurbelwelle angetrieben. Fünf Kurbelwellenlager sorgen für einen ruhigen Lauf. Zündverteiler und Ölpumpe sind über ein Ritzelpaar mit der Nockenwelle gekoppelt. Das Ölfilter liegt im Hauptstrom. Die mechanische Kraftstoffeinspritzpumpe verbindet ein Zahnriemen mit der Nockenwelle. Zur Gemischzuordnung wird der Druck im Saugrohr verwendet (s. Abschn. 1,63). Die Kraftstoffdüse, eingeschraubt in den Ansaugstutzen, spritzt in Richtung auf das Einlaßventil und synchron nur bei



b)

offenem Ventil. Zur Einspritzanlage gehört auch eine Kraftstoffpumpe, welche einen Vordruck erzeugt zur sicheren Füllung der Pumpensaugräume und für einen Kraftstoffkreislauf zwischen Einspritzpumpe und Tank um Gasblasenbildung zu vermeiden.

3 Motoren mit einem Hubvolumen von 2 bis 2,8 Liter

31 2,3 l-Motor des Chevrolet Vega 2300

Technische Daten: Wassergekühlter Vierzylinder-Reihenmotor, Bohrung 88,92 mm, Hub 92,08 mm, Hubraum 2287 cm³, Verdichtung 8 : 1, max. Leistung 73 PS (53,7 kW) bei 4400 U/min, max. Drehmoment 135 Nm bei 2000 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 7,4 bar, spezifische Leistung 31,9 PS/l, Ölinhalt 3,9 l, 1 Fallstrom-Einfachvergaser (Teilschnitt-Bild 13).

Der Motor ist stehend in Fahrtrichtung eingebaut. Ein Zahnriemen mit Keilprofilen auf der Rückseite treibt Nockenwelle, Lüfter und Wasserpumpe. Die Ölpumpe (Typ Eaton) läuft auf der Kurbelwelle. Der Zündverteiler wird von der Nockenwelle angetrieben. Die Ventile sind parallel angeordnet und sie werden über Tassenstößel von der

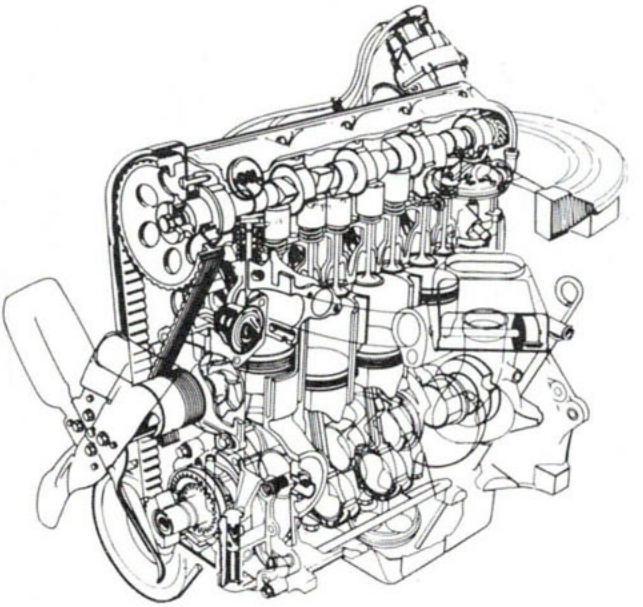


Bild 13. Chevrolet-Vega, 2,3 l

Nockenwelle bewegt. Die Tassenstößel und Ventile sind im Zylinderkopf aus Grauguß direkt geführt. Die Nockenwelle liegt in einfachen Lagerschalen, welche in fünf Stützlagern aufgenommen werden, die am Zylinderkopf angegossen sind. Das Ventilspiel wird durch Keile, die mit einem Formgewinde versehen sind, eingestellt. Der Keil im Tassenstößel eingeschraubt, gibt die Möglichkeit, die Länge Stößel–Ventil zu verändern. – Der Zylinderkopf stellt eine kostengünstige Konstruktion dar, der Aufbau des Zylinderblocks ist ungewöhnlich. Er ist gegossen aus einer Silicon-Aluminiumlegierung, auf welcher die Kolben direkt laufen. Der Kolben ist aus einer Aluminiumlegierung und mit einer Eisenschicht überzogen. Die Zylinder sind zusammengegossen, nur die obere Hälfte ist wassergekühlt. Zylinder- und Wassermantel-Wände sind ohne Zwischensteg. Der untere Teil der Zylinder ist innerhalb des Kurbelgehäuses von Motoröl beaufschlagt. – Das Ölfilter wird seitlich in das Kurbelgehäuse eingeschraubt, es liegt im Hauptstrom des Ölkreislaufes. Der Vergaser ist ein einfacher Fallstromvergaser von Rochester.

32 2,5 l-Motor 712 des Steyr-Puch-Geländefahrzeuges

Technische Daten: Luftgekühlter Vierzylinder-Reihenmotor, Bohrung 92 mm, Hub 94 mm, Hubraum 2499 cm^3, Verdichtung 7,8 : 1, max. Leistung 90 PS (66 kW) bei 4000 U/min, max. Drehmoment 181 Nm bei 2000 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 9,1 bar, spezifische Leistung 36 PS/l, Ölinhalt 6 l, 2 Gelände-Doppelvergaser Solex 36 NIDIX (Motorlängs- u. Querschnitt, Bild 14a) u. b)).

Der Motor ist für ein Fahrzeug ausgelegt, das in schwierigem Gelände bewegt werden kann. Der Kaltstart ist bis −30° C gewährleistet. Der Motor ist schräg in das Fahrzeug eingebaut, die Zylinderachse liegt in einem Winkel von 15° zur Horizontalen. Das Kurbelgehäuse ist in Längsrichtung vertikal geteilt. Die Hauptlagerdeckel sind mit dem Kurbelgehäuseunterteil in einem Stück gegossen. Die Kurbelwelle ist fünffach gelagert und besitzt an jeder Wange ein angeschmiedetes Gegengewicht. Die stark verrippten Zylinder sind aus Sondergrauguß. Der Zylinderkopf ist aus Aluminium und mit langen Dehnschrauben mit den Zylindern und dem Kurbelgehäuse verbunden. Die Ventile sind in V-Form, Winkel etwa 35°, angeordnet und werden über Kipphebel, Stoßstangen und Stößel von der Nockenwelle angetrieben. Der Brennraum ist halbkugelförmig und wird durch relativ große Ventile abgeflacht. Der Kolbenboden ist eben. Die Nockenwelle ist im Kurbelgehäuse gelagert, durch Zahnräder mit Kurbelwelle verbunden. Kraftstoffpumpe und Verteiler werden von der Nockenwelle, die doppelt Ölpumpe über Zahnräder von einer Nebenwelle angetrieben. Der Ölkreislauf ist mit einem thermostatisch geregelten Ölkühler versehen.

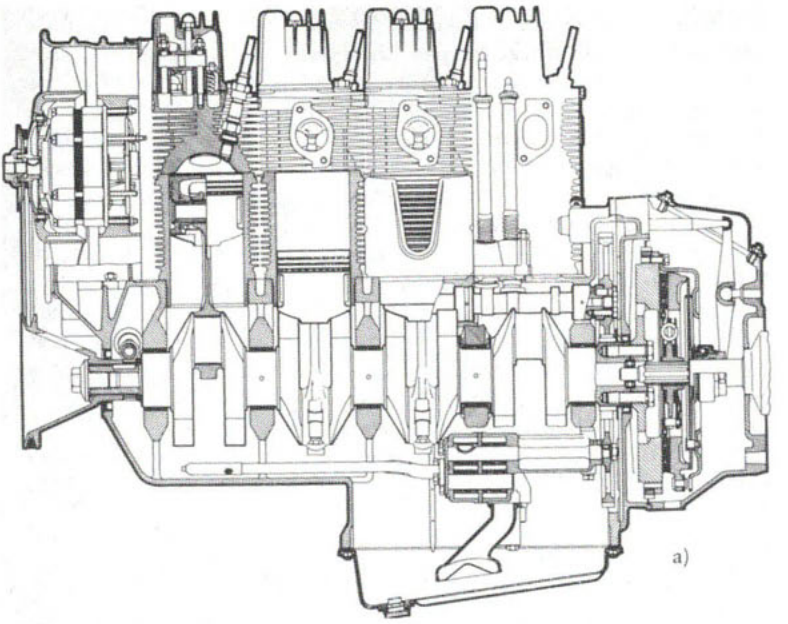
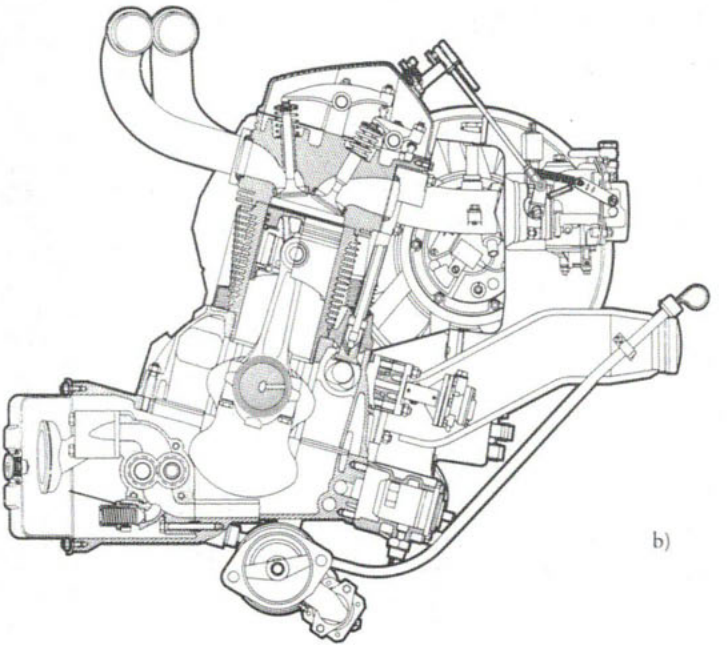


Bild 14a), 14b) Steyr-Puch-Motor 712, 2,5 l



Ein Ölfilter liegt im Hauptstrom. Der Motor wird luftgekühlt durch ein Kunststoffgebläse, in dessen Aluminium-Leitapparat die Lichtmaschine aufgehängt ist. Das Gebläserad läuft auf der Lichtmaschine. Der Motor ist mit zwei lageunabhängigen Fallstromdoppelvergasern ausgerüstet.

33 2,7 l-Motor des Porsche 911 S

Technische Daten: Luftgekühlter Sechszylinder-Boxermotor, Bohrung 90 mm, Hub 70,4 mm, Hubraum 2653 cm³, Verdichtung 8,5 : 1, max. Leistung 175 PS (129 kW) bei 5800 U/min, max. Drehmoment 235 Nm bei 4000 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 11,2 bar, spezifische Leistung 65 PS/l, Ölinhalt 13 l incl. Ölkühler, mechanische Benzineinspritzung, Kraftstoff-Oktanzahl-Bedarf 91 ROZ (Motorlängs- u. Querschnitt, Bild 15a) u. b)).

Der Motor ist in Längsrichtung im Heck des Fahrzeuges eingebaut. Die Ventile sind unter einem Winkel von 59° hängend in den Zylinderköpfen aus Leichtmetall angeordnet. Die beiden Nockenwellen, eine für je drei Zylinder, sind in Leichtmetallgehäusen gelagert, die jeweils auf 3 Zylinderköpfen aufgeschraubt sind. In den Gehäusen ist die Ventilmechanik untergebracht. Das Ventilspiel ist nach Abnehmen der Gehäusedeckel einstellbar durch Schrauben an den Kipphebeln.

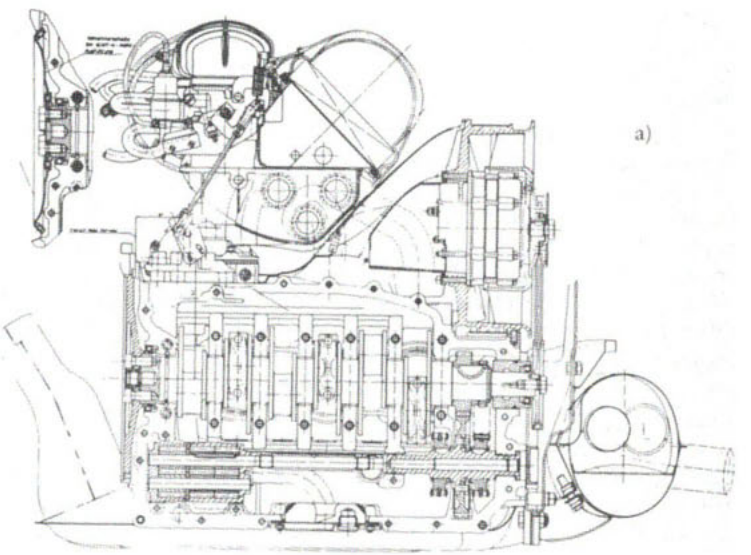
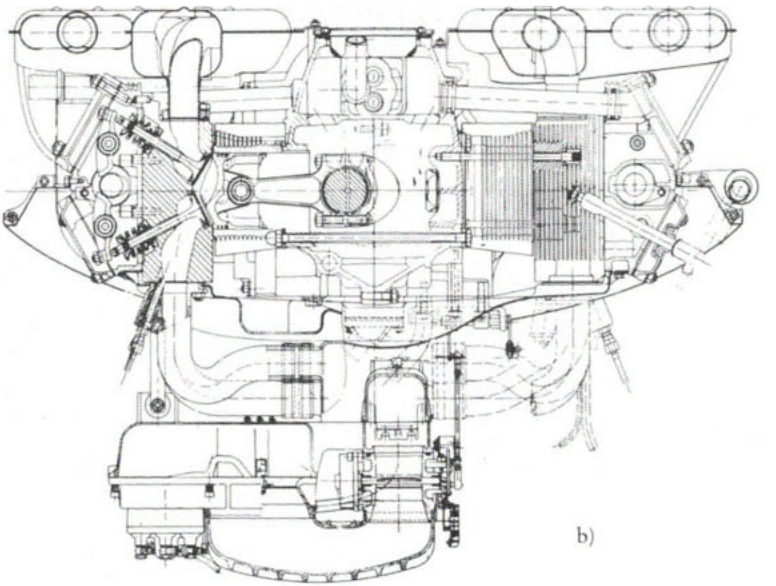


Bild 15a), 15b) Porsche 911 S, 2,7 l



Die Nockenwellen werden durch je eine Kette von einer Zwischenwelle angetrieben. Die sechs Zylinderköpfe sind mit speziellen Dehnschrauben über die Zylinder am Kurbelgehäuse befestigt. Leichtmetall-Zylinderkopf und -Zylinder sind mit Kühlrippen versehen. Die Zylinder sind aus einer übereutektischen Aluminium-Silizium-Legierung und in ihnen laufen Aluminiumkolben mit einer Eisenbeschichtung. Eine geringe thermische Beanspruchung dieser Teile ist damit gegeben. Zudem bildet die Fertigung der sogenannten Ferrocoat-Alu-Kolben und der Alusil-Zylinder wirtschaftliche Vorteile (s. a. GM-Vega). Die Kurbelwelle ist achtmal gelagert. Auf jeder Kurbelwellenkröpfung laufen zwei Pleuel. Die Ölpumpe ist reichlich dimensioniert. Eine zweite Ölpumpe dient zur Rückförderung des Öls bei zugeschaltetem Ölkühler. Die Ölpumpe ist mit der Zwischenwelle gekoppelt. Die angewendete Trockensumpfschmierung ist an einen Öltank angeschlossen, an welchem ein Filter im Hauptstrom angeordnet ist. Ein Thermostat gibt den Ölfluß bei etwa 80° C über den Ölkühler frei. Der dachförmige Brennraum wird durch die beiden Ventile oben begrenzt. Der Kolben ist mit einer einseitigen Mulde versehen, ein breiter Quetschspalt wird durch Einlaßventil und Kolbenboden gebildet. Der Kraftstoff sprüht kontinuierlich über die Düsen in die Saugrohre vor die Einlaßventile. Die Düsen sind am Saugrohr festgeklemmt. Der Kraftstoffsystemdruck liegt bei etwa 4 bar und wird durch eine

elektrische Pumpe erzeugt. Das Kraftstoff-Luftmischungsverhältnis regelt ein Luftmengenmeßgerät (Bosch K-Jetronic).

Die Kühlluft wird von einem Radialgebläse geliefert und über einen Blechmantel den Kühlrippen von Zylindern und Zylinderköpfen zugeleitet. Schalldämpfer und Wärmeaustauscher für die Wagenheizung sind Bestandteile des Motors.

Die elektrische Anlage wird mit 12 Volt betrieben. Die Lichtmaschine, von Keilriemen angetrieben, dient als Lagerung für den Kühlluftventilator.

34 2,8 l-Motor des Mercedes-Benz 280 S

Technische Daten: Wassergekühlter Sechszylinder-Reihenmotor, Bohrung 86 mm, Hub 78,8 mm, Hubraum 2746 cm³, Verdichtung 9 : 1, max. Leistung 160 PS (118 kW) bei 5500 U/min, max. Drehmoment 225 Nm bei 4000 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 103 bar, spezifische Leistung 58,2 PS/l, Ölinhalt 6 l, 1 Doppelregister-Fallstromvergaser (Längs- u. Querschnitt, Bild 16a) u. b)).

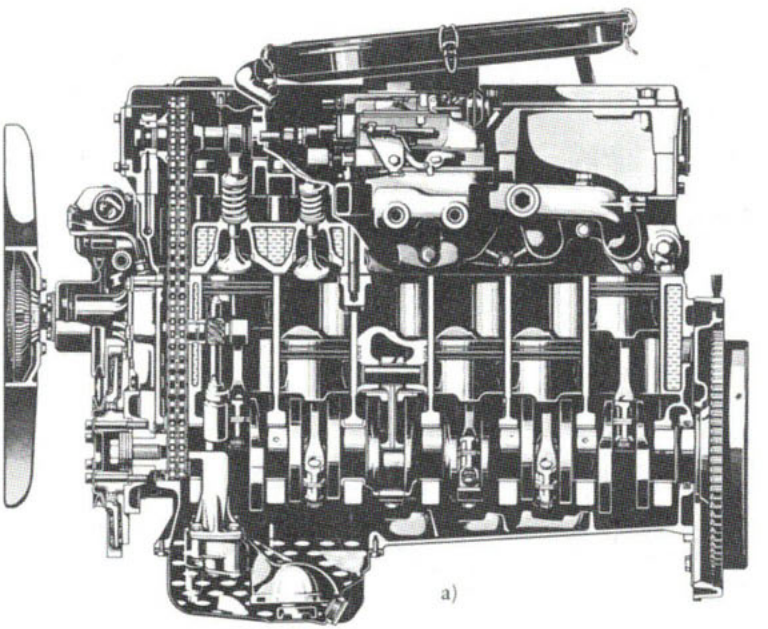
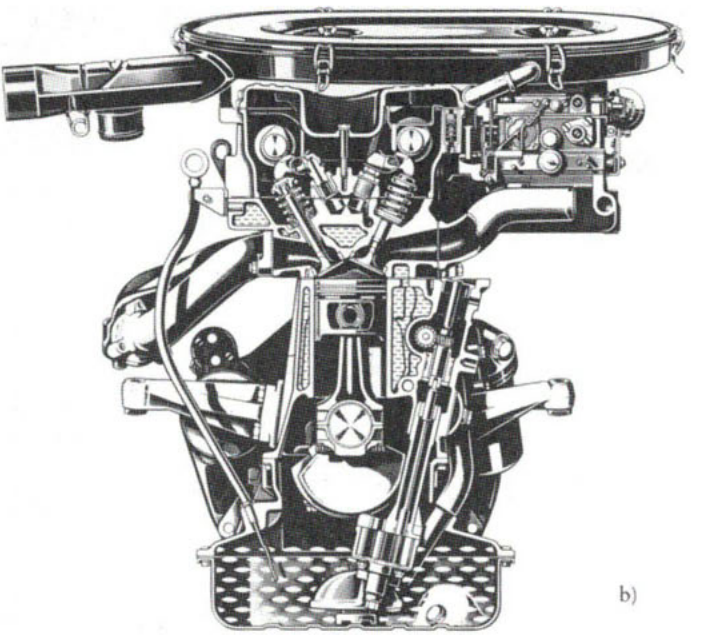


Bild 16a), 16b) Mercedes-Benz 280 S, 2,7 l



b)

Der Motor ist in Fahrtrichtung senkrecht im Fahrzeug eingebaut. Der Zylinderblock ist aus Grauguß, die Zylinder zusammengegossen. Die oberen Zylinderpartien sind jedoch durch einen gefräßten Schlitz von 3 mm Weite zwecks besserer Kühlung voneinander getrennt. Die Kurbelwelle läuft in sieben Hauptlagern, von welchen das dritte Lager von vorn die Wellenaxialführung übernimmt. Auf der Kurbelwelle befinden sich 12 Gegengewichte, die mit dem Zweimassen-Drehschwingungsdämpfer einen schwingungsarmen Lauf des Motors gewährleisten. Der Zylinderkopf besteht aus Aluminium und ist zweiteilig ausgeführt. Der untere mit dem Zylinder verschraubte Teil enthält Ventilführungen und Gaskanäle, der obere Teil Nocken- und Schlepphebel-Lagerung. Die Ventile sind über dem Halbkugelbrennraum in V-Form unter einem Winkel von 52° angeordnet. Sie werden über Schlepphebel bewegt, die in der Höhe einstellbar sind, zwecks Einstellung des Ventilspiels. Es ist auch die Möglichkeit gegeben, einen hydraulischen Ventilspielausgleich in den Schlepphebellagern unterzubringen. Das Auslaßventil ist mit Natrium gefüllt. Eine Rollenkette treibt die Nockenwellen und über eine Zwischenwelle den Zündverteiler und die Ölpumpe an. Ein Ölfilter liegt im Hauptstrom. Der Vergaser ist ein Doppel-Registervergaser Solex 4A1. Er besitzt einen Kühlwasseranschluß. Ein thermostatischer Kühlwasserregler sorgt für

schnelle Aufheizung in Verbindung mit einer temperaturgesteuerten Kupplung zum Einschalten des Lüfters. Das Luftfilter ist auf dem Vergaser befestigt. Die Betriebsspannung der elektrischen Anlage beträgt 12 Volt.

35 2,8 l-Motor des Mercedes-Benz 280 SE

Technische Daten: Wie 280 S mit folgenden Ausnahmen: max. Leistung 185 PS (136 kW) bei 6000 U/min, max. Drehmoment 238 Nm bei 4500 U/m entsprechend einem Mitteldruck von 10,9 bar, spezifische Leistung 67,5 PS/l, elektronische Benzineinspritzung, Transistorzündung (Motorquerschnitt, Bild 17).

Dieser Motor unterscheidet sich vom Vergasermotor durch den konstruktiven Aufbau der Motoransaugseite, bedingt durch die elektronische Bosch-Benzineinspritzung ins Saugrohr mit Start- und Warmlaufautomatik. Die Kraftstoffeinspritzdüse ist im Zylinderkopf untergebracht und gegen das Einlaßventil gerichtet. Der Kraftstoff wird teilweise durch das offene Einlaßventil gespritzt und teilweise vorgelagert. Die langen Schwingrohre sind bis zum Sammler heraus-

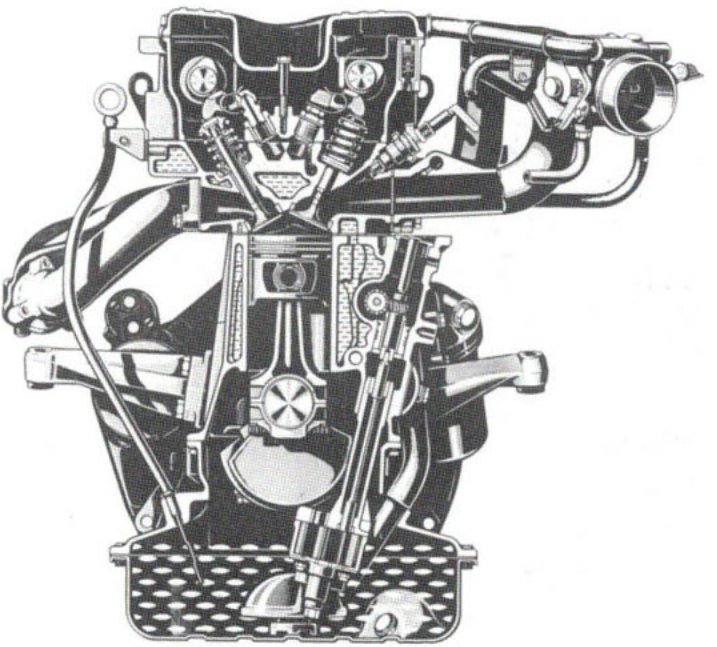


Bild 17. Mercedes-Benz 280 SE, 2,7 l

geführt, an welchem sich die Drosselklappe befindet. Das Luftfilter ist vorn links im Motorraum untergebracht. Die Transistorzündung ergibt eine geringe Strombelastung der Unterbrecherkontakte und damit geringe Wartung bei einwandfreier Zündung.

36 2,8 l-Motor des Opel Comodore GS

Technische Daten: Wassergekühlter Sechszylinder-Reihenmotor, Bohrung 92 mm, Hub 69,8 mm, Hubraum 2784 cm³, Verdichtung 9,5 : 1, max. Leistung 142 PS (104 kW) bei 5200 U/min, max. Drehmoment 215 Nm bei 3400 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 9,8 bar, spezifische Leistung 51 PS/l, Ölinhalt 3 l, 2 Registervergaser Zenith 35 – 40 INAT, Kraftstoff-Oktanbedarf 90 ROZ (Längs- u. Querschnitt, Bild 18a) u. b)).

Der Motor ist ähnlich dem 4-Zylindertyp aufgebaut. Ebenso ist der Ventiltrieb gleich, mit dem Unterschied, daß der Stößel mit hydraulischer Spielausgleichseinrichtung versehen ist. Dadurch erübrigt sich eine Ventilspieleinstellung. Die Kurbelwelle ist siebenmal gelagert. Die Ölmenge mit Filter beträgt 4,5 l. Das Saugrohr wird durch Abgas beheizt. Die Betriebsspannung der elektrischen Anlage beträgt 12 Volt.

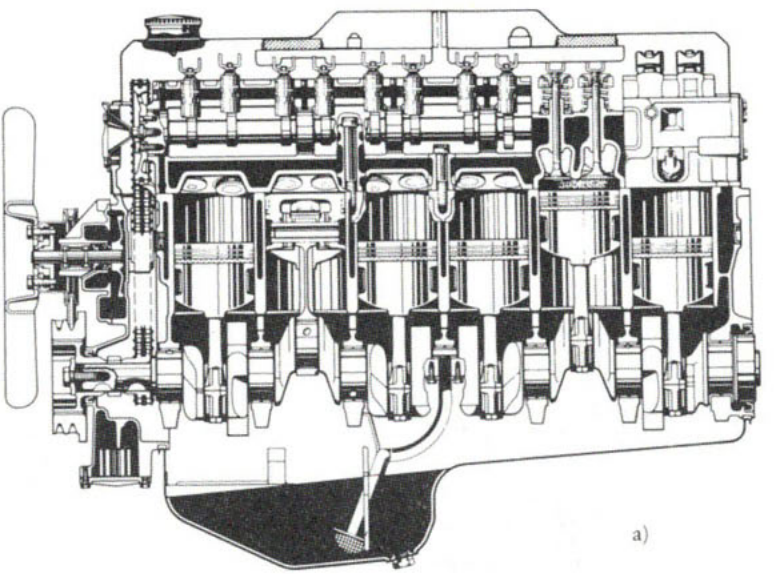
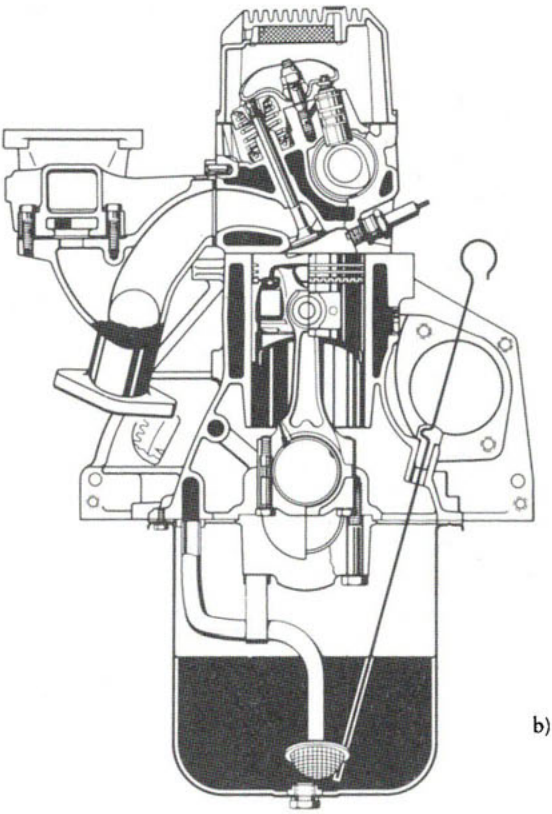


Bild 18a), 18b) Opel-Commodore GS, 2,8 l



b)

37 2,8 l-Motor des Opel Comodore GSE

Technische Daten: wie Opel 2,8 l-Motor des Opel Comodore GS jedoch mit elektronischer Bosch Benzineinspritzung in das Saugrohr vor dem Einlaßventil. Myximale Leistung 175 PS (129 kW) bei 5600 U/min, max. Drehmoment 228 Nm bei 4200 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 10,3 bar, spezifische Leistung 62,7 PS/l.

Die Kraftstoffversorgung für die elektronische Benzineinspritzung geschieht durch eine elektrische Benzinpumpe, welche den Druck von etwa 2 bar konstant hält (Anordnung der Einspritzdüse, Bild 19).

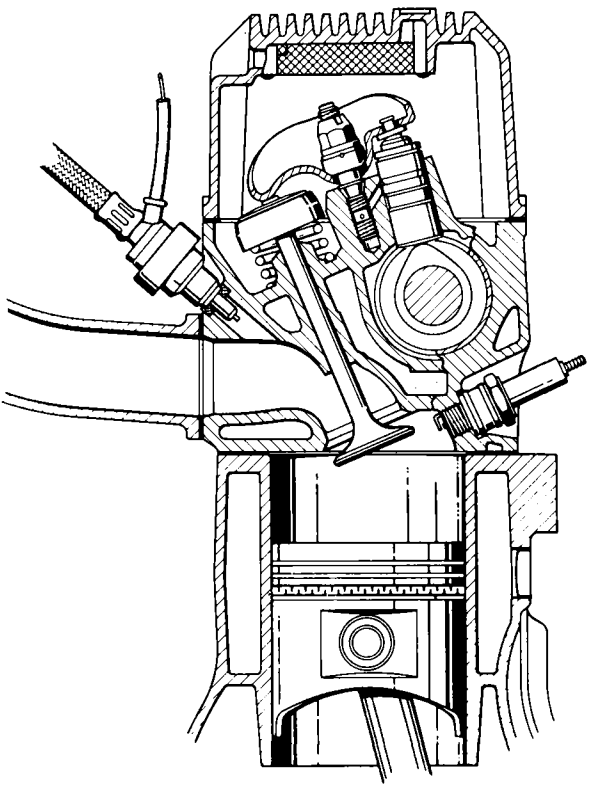


Bild 19. Opel-Commodore GSE, 2,8 l, Anordnung der Einspritzdüse

4 Motoren mit einem Hubvolumen von über 3 Liter

41 3 l-Motor des BMW 3.0 S

Technische Daten: Wassergekühlter Sechszylinder-Reihenmotor, Bohrung 89 mm, Hub 80 mm, Hubraum 2985 cm^3, Verdichtung 9 : 1, max. Leistung 180 PS (132 kW) bei 6000 U/min, max. Drehmoment 255 Nm bei 3700 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 10,8 bar, spezifische Leistung 60 PS/l, Ölinhalt einschließlich Filter 5,75 l, 2 Fallstrom-Registervergaser (Längs- u. Querschnitt, Bild 20a) u. b)).

Der Motor ist in Fahrtrichtung um 30° nach rechts geneigt eingebaut. Im Zylinderblock aus Grauguß sind die Zylinder allseitig vom Kühlwasser umspült. Die Ventile sind unter einem Winkel von 50° im Zylinderkopf aus Aluminium angeordnet. Ventilmechanismus und Brennraumform sind identisch mit dem 2 l-Motor, Der Verteiler wird

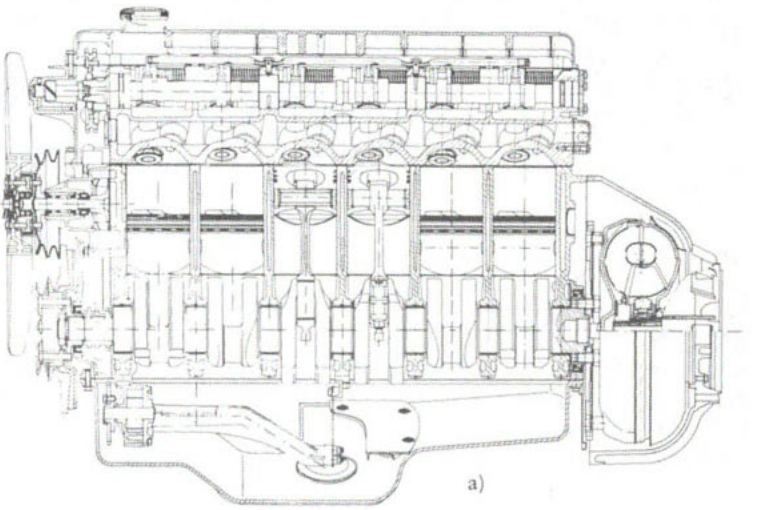
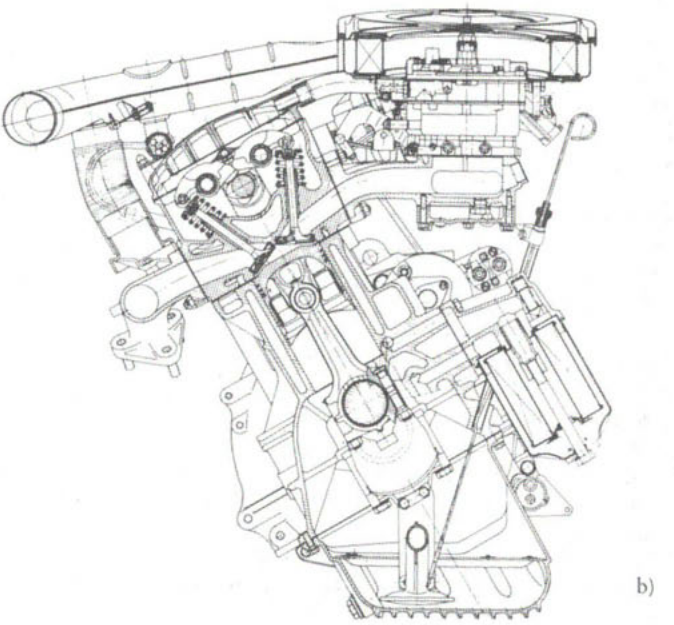


Bild 20a), 20b) BMW 3,0 S, 3,0 l



am vorderen Ende der Nockenwelle über ein Zahnradpaar angetrieben. Die geschmiedete Kurbelwelle ist siebenmal gelagert und trägt 12 feste Ausgleichsgewichte. Auf dem vorderen Kurbelwellenende ist ein Drehschwingungsdämpfer befestigt und die Keilriemenscheiben zum Antrieb von Wasserpumpe, Lüfter, Drehstromgenerator, ggf. auch Kompressor für Klimaanlage und Luftpumpe für Nachverbrennungsanlage. Letztere ist in einigen Ländern erforderlich zur Erfüllung der Abgasgesetze. Zwischen Wasserpumpenwelle und Lüfter ist eine temperaturabhängige Kupplung geschaltet, welche bewirkt, daß der Lüfter nur bei Überschreiten einer bestimmten Motortemperatur läuft. Die beiden Fallstromvergaser, Stufenvergaser vom Typ Zenith, 35/40 INAT sind je auf ein Saugrohr aufgesetzt, deren Unterteile zur Gemischvorwärmung vom Motorkühlwasser beaufschlagt sind. Die Betriebsspannung der elektrischen Anlage beträgt 12 Volt. Der Zündverteiler ist vom vorderen Ende der Nockenwelle durch Zahnräder angetrieben.

42 3 l-Motor des BMW 3.0 Si

Technische Daten: Wie 3 l-Motor des BMW 3.0 S, jedoch max. Leistung 200 PS (147 kW) bei 5500 U/min, max. Drehmoment 272 Nm bei 4300 U/min entsprechend einem Mitteldruck 11,5 bar, spezifische Leistung 67 PS/l, elektronische Benzineinspritzung (Querschnitt, Bild 21).

Der Motor, ausgerüstet mit Kraftstoffeinspritzung statt Vergaser, unterscheidet sich außer in oben genannten Daten nur in der Anordnung und Gestaltung der Luftansaugleitung, dem Einbau der Düsen und durch elektrische Geber vom Typ BMW 3.0 S. Die Zumessung von Kraftstoff/Luft übernimmt ein elektronisches Steuergerät, das an der Karosserie an einer kühlen Stelle untergebracht ist. In das Steuergerät werden Signale von mehreren Gebern eingespeist und über daraus resultierende Impulse die elektromagnetisch betätigten Einspritzdüsen geöffnet. Die sechs Einspritzdüsen dieses Sechszylinder-Motors werden in zwei Gruppen zu je 3 Düsen unterteilt und diese an zwei Ausgangskanälen des Steuergerätes angeschlossen. Der Kraftstoff wird teilweise bei geschlossenem Einlaßventil des Motors eingespritzt, bzw. vorgelagert. Zur Kraftstoffversorgung gehört ein hochwertiges Kraftstoffilter und eine elektrisch betriebene Rollzellenpumpe, welche die Einspritzdüsen mit Kraftstoff von konstantem Druck — etwa 2 atü — beaufschlagt. Die 180° Rohrbogen der Luftansaugleitungen sind einteilig und in Leichtmetall gegossen. Sie münden in einen gemeinsamen Sammler, welcher diese über ein Drosselklappenteil mit dem Luftfilter verbindet. Zwischen Rohrbogen und Zylinderkopf sind in einem Leichtmetallgußstück mit Luftkanälen die Einspritzdüsen angebracht, welche auf das Einlaßventil gerichtet sind. Auf o. g.

Bild ist links unten der Kompressor für die Klimaanlage eingezeichnet. Im Sammler liegt – im Bild dargestellt – zentral gegenüber der Drosselklappe eine Einspritzdüse zur Kraftstoffanreicherung beim Kaltstart.

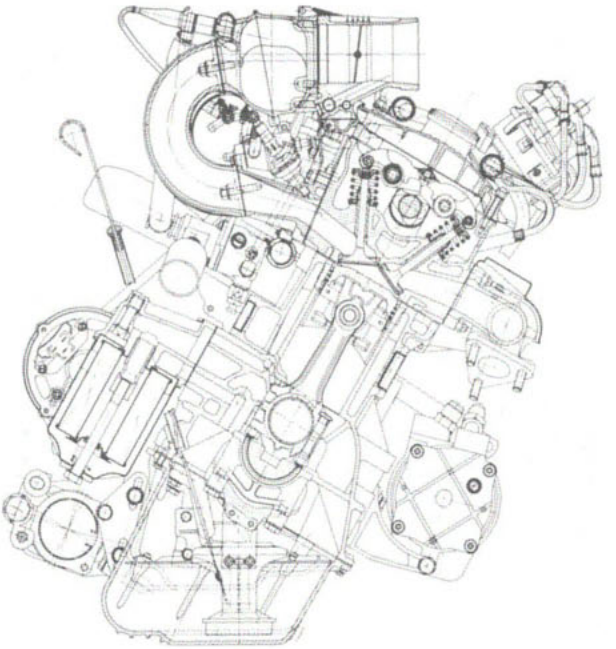


Bild 21. BMW 3.0 Si, 3,0 l

43 3,5 l-Motor des Mercedes-Benz 350 SE

Technische Daten: Wassergekühlter Achtzylinder-V-Motor, Bohrung 92 mm, Hub 65,8 mm, Hubraum 3499 cm^3, Verdichtung 9,5 : 1, max. Leistung 200 PS (147 kW) bei 5800 U/min, max. Drehmoment 284 Nm bei 4000 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 10,3 bar, spezifische Leistung 57,1 PS/l, Ölinhalt 7,5 l, elektronische Benzineinspritzung (Längs- u. Querschnitt, Bild 22a) u. b)).

Die beiden Zylinderreihen des 90° V-Motors sind in einem Block aus Grauguß gegossen. Die Zylinder sind allseitig vom Kühlwasser umspült. Die V-Anordnung und das geringe Hub-Bohrungsverhältnis geben eine kleine Bauhöhe. Jede Zylinderreihe schließt ein Zylinderkopf aus Leichtmetall ab, mit je einer Nockenwelle, gelagert in aufgeschraubten Lagerböcken. Die Nockenwellen werden über Rollen-

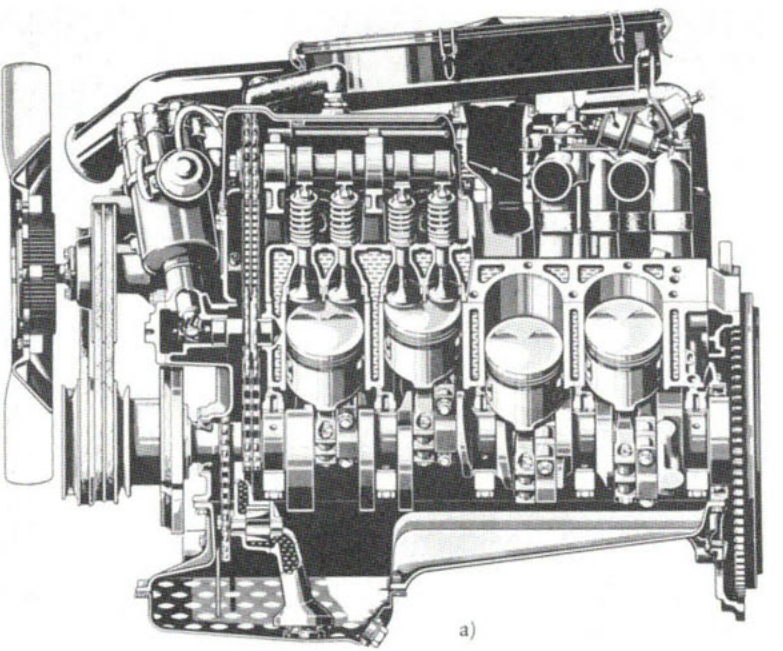
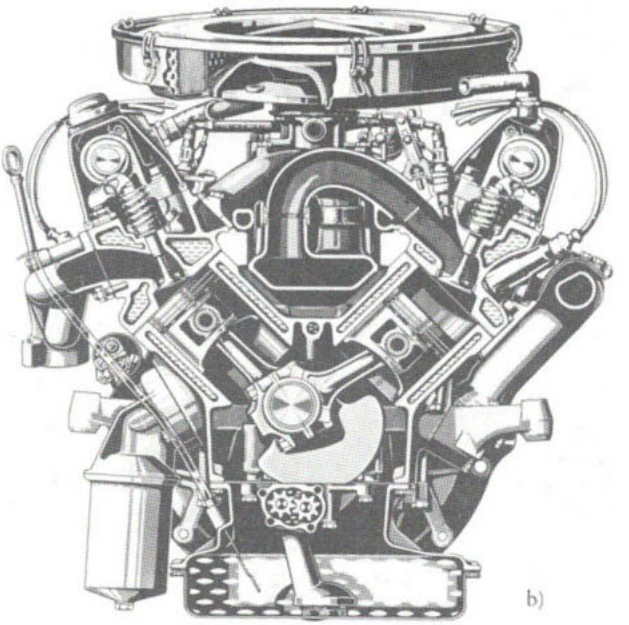


Bild 22a), 22b) Mercedes-Benz 350 SE, 3,5 l

ketten von der Kurbelwelle getrieben. Das Kettenspannrad, als kurze Zwischenwelle ausgebildet, treibt den vor dem Zylinderblock liegenden Zündverteiler.

Die Ventile sind parallel, hängend angeordnet und werden über Schwinghebel betätigt. Das Ventilspiel ist einfach zu verstellen durch das Verdrehen des Lagerbockes unter dem Schwinghebel (s. ATH, Bd. 1, S. 162, Bild 95). Ein automatischer Spielausgleich im feststehenden Schwinghebelbock ist ebenfalls möglich. Die Luftansaugleitungen befinden sich zwischen den Zylinderreihen, ebenso die Drosselklappe mit den diversen Schaltern und Signalgebern für die Steuerung der elektronischen Einspritzung. Die Einspritzdüsen sind im Zylinderkopf angebracht. Sie spritzen in den Saugkanal vor das Ansaugventil. Die Einspritzungsmenge wird teilweise am Einlaßventil vorgelagert. Die Auspuffkrümmer außen sind auf beiden Seiten des Motors angeschlossen. Die darüber liegenden Zündkerzen ergeben eine günstige Lage im Brennraum. Die hohen Temperaturen von den Auspuffkrümmern werden durch ein Wärmeschild von den Zündkerzen und Zündkerzensteckern abgeschirmt. Die Ölpumpe liegt in der Ölwanne und ist durch eine Kette von der Kurbelwelle angetrieben. Das unten



neben der Ölwanne angeordnete Ölfilter liegt im Hauptstrom. Kraftstoff wird durch eine elektrische Pumpe auf den Systemdruck der Einspritzanlage gebracht. Die elektrische Anlage wird mit 12 Volt betrieben.

44 5,3 l-Motor des Jaguar XJ 12 L

Technische Daten: Wassergekühlter Zwölfzylinder-V-Motor, Bohrung 90 mm, Hub 70 mm, Hubraum 5343 cm^3, Verdichtung 9 : 1, max. Leistung 272 PS (200 kW) bei 6000 U/min, max. Drehmoment 408 Nm bei 3500 U/min entsprechend einem Mitteldruck von 10 bar, spezifische Leistung 51 PS/l, Ölinhalt 9,1 l, 4 Horizontalvergaser (Motorlängs- u. Querschnitt, Bild 23 a) und b)).

Dieser Motor ist in Fahrtrichtung eingebaut. Sein Zylinderblock und -kopf sind aus Leichtmetall hergestellt. Die parallel geführten Ventile, von je einer Nockenwelle je Zylinderreihe betätigt, ergeben einen flachen Brennraum, welcher durch eine Mulde im Kolben abgeschlossen ist. Die Zylinderbüchsen werden nur im oberen Drittel allseitig direkt vom Kühlwasser umspült, der restliche Teil berührt die Leichtmetallwandungen des Zylinderblocks, die zwischen den Zylindern keinen Kühlerwasserdurchfluß aufweisen. Die Zylinderbüchsen wer-

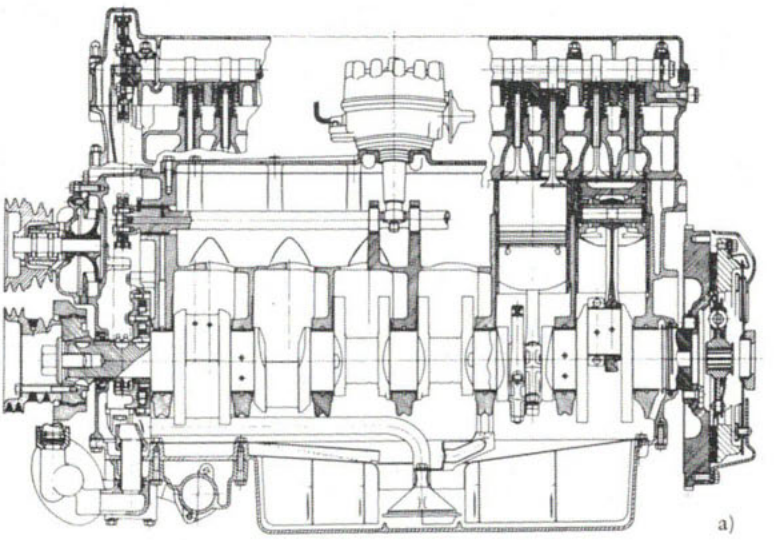
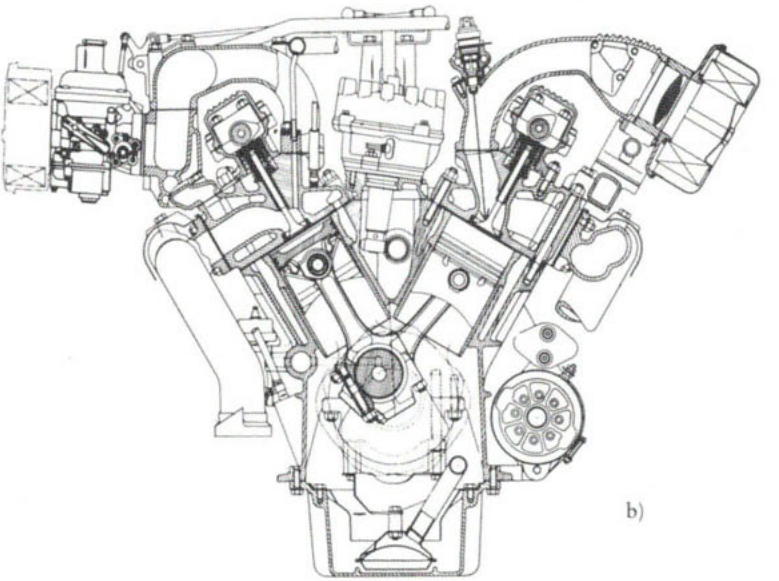


Bild 23 a), 23 b) Jaguar XJ 12 L, 5,3 l



den vom Zylinderkopf über eine Dichtung auf einen Bund in den Zylinderblock gepreßt. Der Zylinderkopf ist zweiteilig. Für die Führung der Tassenstößel und die Lagerung der Nockenwelle ist ein eigenes Gehäuse vorhanden, welches über einen abschließenden Deckel die Kontrolle des Ventilspiels ermöglicht. Die Spieleinstellung erfolgt durch Scheiben unterschiedlicher Dicke, welche zwischen Ventilschaft und Tassenstößel eingelegt werden, was nur bei abgenommener Nockenwelle möglich ist. Der Antrieb der Nockenwelle erfolgt über eine Kette, die gleichzeitig eine Nebenwelle und über ein Ritzelpaar den Zündverteiler treibt. Letzterer ist in der Mitte und zwischen den Zylinderblöcken angeordnet. Die Kurbelwelle ist siebenmal gelagert. Nur an den äußeren und den beiden Kurbelzapfen beiderseits des Mittellagers sind Gegengewichte vorhanden. Die Ölpumpe, eine Zahnradpumpe mit Innenverzahnung, bzw. exzentrisch laufenden Zahnrädern, ist direkt am vorderen Ende der Kurbelwelle angebracht. Sie fördert das Öl im Hauptstrom über ein Ölfilter und einen Ölkühler, welcher im Wasserkreislauf liegt, zwecks einer rascheren Anwärmung des Öls bei Kaltstart. Sorgfältig sind die Saugrohre ausgeführt, welche die Verbindung von Saugkanälen und Vergaser-Zwischengehäuse herstellen. Letztere sind warmwasserbeheizt. Je zwei unterdruckgesteuerte Membranvergaser vom Typ Zenitz 175 CDSE versorgen die beiden Zylinderreihen des V-Motors (Bild 23b, linke Hälfte). Dieser Motor wurde versuchsweise mit Benzineinspritzung ausgerüstet, jedoch nicht in Serie gefertigt (s. Bild 23b, rechte Hälfte).

1.2 Diesel-Motor

Otto Bauer

1 Entwicklung von 1965 bis 1975
11 Spezifische Leistung und mittlerer Druck
12 Bessere Abgasqualität
13 Bessere Geräuschdämpfung
14 Rationellere Herstellung und Wartungsvereinfachung
15 Rückgang des Zweitaktdieselmotors
2 Beispiele neuerer Konstruktionen
21 Daimler-Benz AG, Dieselmotor OM 403
22 Klöckner-Humboldt-Deutz AG, Baureihe FL 413
23 Adam Opel AG, 2,1 l Dieselmotor
24 Steyr-Daimler-Puch AG, Dieselmotor WD 614

1 Entwicklung von 1965 bis 1975

Die Entwicklungsziele beim Bau von Dieselmotoren sind:

1. Große Betriebssicherheit,
2. Einfache Wartung,
3. Hohe Leistung,
4. Geringer Raumbedarf,
5. Geringes Gewicht,
6. Geringe Herstellkosten,
7. Hohe Lebensdauer,
8. Geringer Kraftstoffverbrauch,
9. Geringe Schadstoffemission,
10. Geringe Geräuschemission.

Diese Forderungen beeinflussen sich gegenseitig und müssen je nach Verwendung und Einsatz des Motors optimal aufeinander abgestimmt werden. Dies führte zu den im ATH, Bd. 1, S. 695 bis 792 beschriebenen Motoren.

Kennzeichnend für die Entwicklung des Dieselmotors im letzten Jahrzehnt ist, daß große, auffällige Entwicklungsschritte durch viele kleinere Fortschritte ersetzt wurden. Diese fallen zunächst kaum ins Auge, führten jedoch zu einer beachtlichen Steigerung der Kolbenflächenleistung. Die Entwicklungsrichtung der Fahrzeugdieselmotoren wird maßgebend bestimmt durch die gesetzlich vorgeschriebene Mindestleistung bei Lastwagenmotoren (seit 1972: 8 PS/t = 5,88 kW/t), durch die Abgas- und Geräuschgesetzgebung und durch den Zwang zu rationeller Herstellung.

11 Spezifische Leistung und mittlerer Druck

Die Forderungen nach hoher Leistung, geringem Raumbedarf und geringem Gewicht verlangen neben möglichst hohen Mitteldrücken auch höhere Drehzahlen. Damit wird die Konstruktion kurzhubiger Motoren notwendig, da die mittlere Kolbengeschwindigkeit in den Grenzen gehalten werden muß, die sich aus Liefergrad, Reibungsleistung, Abnutzung und Massenkräften ergeben.

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978

Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

Die Anstalt für Verbrennungsmotoren Dr. Dr. h.c. H. List (AVL), Graz, hat Untersuchungen über die optimale Auslegung des Hub/Bohrungsverhältnisses im Hinblick auf Kompaktheit, Kraftstoffverbrauch, Verbrennungsgeräusch, Lebensdauer und Aufladefähigkeit durchgeführt [1].

Es ergab sich, daß das quadratische Verhältnis (s/D = 1) die untere Grenze darstellt, daß aber in der Regel eine leichte Langhubigkeit (s/D ≈ 1,1) die günstigste Lösung für Größe und Gewicht ist. Durch extreme Kurzhubigkeit wird kein Gewinn an Einbauraum erzielt. Auch bezüglich des Kraftstoffverbrauches, des Rauchverhaltens und der Geräusche ist die etwa quadratische Bauart der extrem kurzhubigen Maschine (s/D = 0,7) überlegen.

Die spezifische Hubraumleistung und der mittlere effektive Druck werden in Zukunft noch etwas anwachsen. Bild 1 zeigt den mittleren

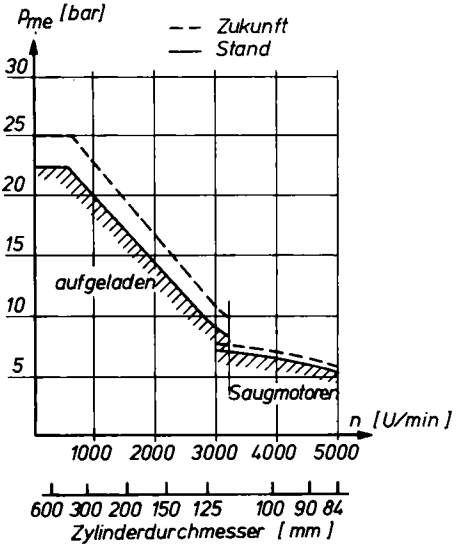


Bild 1. Mittlerer Nutzdruck des Viertaktdieselmotors als Funktion der Zeit

Nutzdruck für Viertaktmotoren über der Drehzahl des Dieselmotores [2]. Über das Hubverhältnis s/D, das quadratisch bis mäßig lang empfohlen wird, und die mittlere Kolbengeschwindigkeit wurde der ungefähre Zylinderdurchmesser errechnet und aufgetragen. Bild 2 zeigt die Literleistung $\frac{P_e}{V_H} = p_{me} \cdot n$ über der gleichen Abszisse. Eine Hochrechnung auf die nahe Zukunft nach Dr. S. J. Pachernegg ist gestrichelt eingezeichnet.

Bei größeren Fahrzeugmotoren mit Zylinderinhalt über 3 l bei maximal 2200 U/min ist stets, bei kleineren Hubräumen bis herunter zu 120 mm Durchmesser möglichst immer Aufladung vorzusehen.

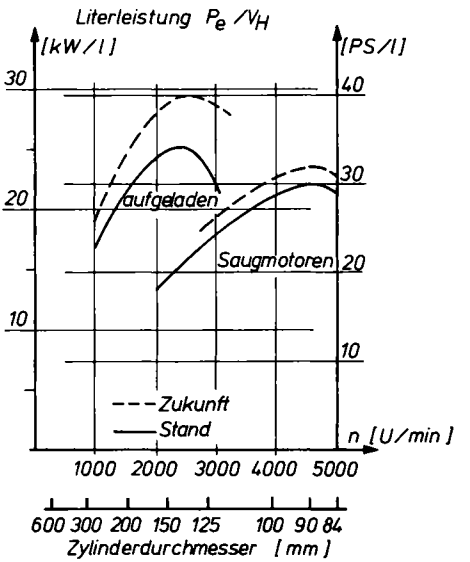


Bild 2. Literleistung des Viertaktdieselmotors als Funktion der Zeit

12 Bessere Abgasqualität

Lange Zeit galt diese Forderung nur für Ottomotoren, da man die Abgase des Dieselmotors wegen des geringen CO-Gehaltes als ungefährlich ansah. Mit der Erkenntnis, daß nicht nur Kohlenmonoxid und Kohlenwasserstoffe, sondern auch Stickoxide erheblich zur Giftigkeit der Abgase und zur Smogbildung beitragen, setzte eine intensive Forschung auf dem Gebiet der Abgasentgiftung auch bei Dieselmotoren ein. Der Dieselmotor hat zwar grundsätzlich eine bessere Abgasqualität als der Ottomotor, doch ist es beim Diesel schwieriger, die Schadstoffe zu verringern, wobei die Stickoxidemission von überragender Bedeutung ist. Für eine Verbesserung der Stickoxidemission zeigten sich folgende Möglichkeiten:

1. Verbrennung in einer Vor- oder Wirbelkammer: Damit kann man die für 1975 vorgesehenen Grenzwerte erreichen, jedoch haben die Kammermotoren einen höheren Kraftstoffverbrauch.

2. Direkteinspritzung, wobei das Verdichtungsverhältnis, der Einspritzzeitpunkt, die Brennraumgestaltung und der Ladungswechsel optimal aufeinander abgestimmt sein müssen. Durch eine gleichzeitige Drehzahlverminderung werden auch hier bereits gute Erfolge erzielt.
3. Aufladung: Sie bringt eine Verbesserung der Kohlenwasserstoff- und Kohlenoxidemission und gleicht außerdem die Leistungsverluste durch die Drehzahlverminderung wieder aus. Zugleich wird der Kraftstoffverbrauch durch die Aufladung etwas gesenkt, da die Energie der Abgase besser ausgenutzt wird.
4. Abgasrückführung im Teillastbereich und im Leerlauf: Hiermit kann in einem von Nullast bis etwa Halblast sich erstreckenden Betriebsbereich die Emission von Stickoxiden, Kohlenwasserstoff, Aldehyden und Kohlenmonoxid vermindert werden [3].

Neben der üblichen Abgasturboaufladung bringt auch die Aufladung mit dem Comprex Verfahren [4, 5] gute Ergebnisse. Die Druckwellenmaschine Comprex arbeitet mit einem Verfahren, bei dem die Auspuffgase in eine mit Frischluft gefüllte Zelle strömen. Das Abgas verdrängt die Luft durch eine Druckwelle, die mit Überschallgeschwindigkeit in der Luft fortschreitet und damit Druckerhöhung und Beschleunigung der Luft zur Folge hat. So wird die Energie des Abgases direkt auf die Luft übertragen. Durch die richtige Schaltungsfolge der in einem Rotor befindlichen Zellen läßt sich mit einfachen Mitteln erreichen, daß die Abgase anschließend vollständig in die Niederdruckauspuffleitung entweichen und Frischluft in die Zelle strömt. in Bild 3 ist das Verfahren schematisch dargestellt.

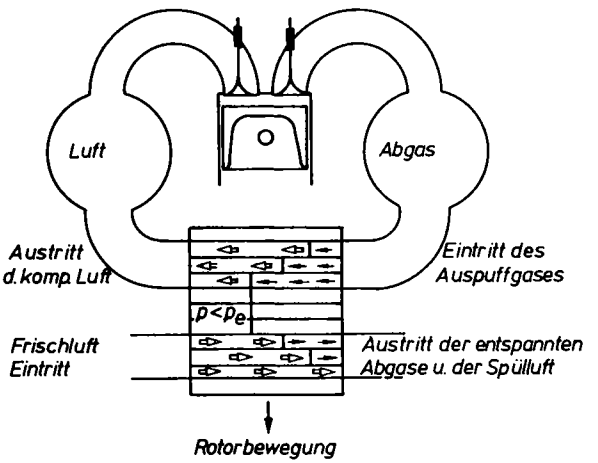


Bild 3. Schema der Comprex Aufladung

13 Bessere Geräuschdämpfung

Das Gesamtgeräusch eines Motors stammt von vielen Einzelschallquellen, die je nach ihrer Art und Gestalt Geräusche mit verschiedenen Frequenzen und Schalldrücken abstrahlen.

Die Gesamtgeräuschabstrahlung des Motors wird mit Schallpegelmeßgeräten bestimmt. Beim Schallpegel L wird der gemessene Schallwechseldruck p nicht direkt angegeben, sondern als logarithmisches Verhältnis zu dem Bezugsschalldruck p_0, der der menschlichen Hörschwelle bei 1000 Hz enspricht [6].

$$L = 10 \lg \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \lg \frac{p}{p_0} \text{ in dB (dezibel)}$$

$$p_0 = 20.10^{-6} \left[\frac{N}{m^2}\right] = 2.10^{-4} \text{ [µbar]}.$$

Aus der Gleichung ergibt sich, daß bei einer Verdoppelung von p der Schallpegel L um 6 dB zunimmt. Bei einer Verzehnfachung des Schalldruckes wächst der Schallpegel L um 20 dB. Hierbei ist die Absoluthöhe von p ohne Einfluß. Da das menschliche Ohr bei gleicher Schallstärke tieffrequente Geräuschanteile weniger laut empfindet als mittelfrequente, wird eine Bewertung des Schalldruckpegels vorgenommen, die dem subjektiven Empfinden des Menschen etwa gerecht wird. Die Werte des Schallpegelmessers werden durch ein eingebautes, elektrisches Filter je nach Frequenz unterschiedlich angezeigt. Nach IEC Empfehlung R 123 sollen Schallpegelmesser mit den Bewertungskurven A, B und C ausgestattet sein. In der Praxis hat sich die Bewertungskurve A eingeführt, die die tieffrequenten Geräuschanteile stärker abwertet, so daß zur Bildung der Gesamtlautstärke bevorzugt die subjektiv lästigen mittel- und hochfrequenten Anteile herangezogen werden. Der nach Bewertungskurve A bewertete Schallpegel L_A wird mit dB(A) angegeben und ist ein hinreichend genaues Maß im Vergleich der Lautstärken. Als normierte Meßentfernungen hat die CIMAC Arbeitsgruppe „Geräusch" den Abstand a = 1 m von der Motoroberfläche gewählt [7].

Bei den Geräuschen des Dieselmotors unterscheidet man:

1. Direkt erzeugten Luftschall durch Druckschwankungen und aerodynamische Vorgänge in Ein- und Auslaßöffnungen, Kühlgebläsen, Lüftern usw., und
2. Indirekt erzeugtem Luftschall durch Schwingungen fester Oberflächen [8].

Die unter 1. genannten Mündungsgeräusche können durch geeignet ausgelegte Ansaug- und Auspuffschalldämpfer und durch günstige Lüfterauslegung heute bereits wirksam gemindert werden. Die Verminderung der von der Motoroberfläche abgestrahlten Geräusche ist dagegen schwieriger. Sie entstehen aus periodischen, stoßartigen Vorgängen im Motor. Zu diesen Erregungen gehören: die Verbrennung

und mechanische Stoßvorgänge zwischen bewegten Teilen. Die stärkste erregende Kraft ist bei fast allen heutigen Verbrennungsverfahren der Anstieg des Brennraumdruckes als Funktion des Kurbelwinkels [9]. Die Druckzunahme in bar/°KW soll möglichst sanft vor sich gehen, doch ist dies meist mit Nachteilen in anderer Hinsicht verbunden. Die Direkteinspritzung mit Mehrlochdüse, die einen sehr guten Wirkungsgrad erzielt, erzeugt mehr Geräusch als die Direkteinspritzung mit Wandanlagerung des Brennstoffes oder die Vor- oder Wirbelkammer. Begrenzte Verbesserungsmöglichkeiten sind durch Kompromisse bezüglich Verbrauch und Leistung möglich, doch können im Durchschnitt kaum mehr als 3 dB Verbesserung erzielt werden. Entspricht dies auch einer Halbierung der Schalleistung, so ist es doch subjektiv nur schwer feststellbar.

Recht günstig wirkt sich die Aufladung auf die Verbrennungsgeräusche aus.

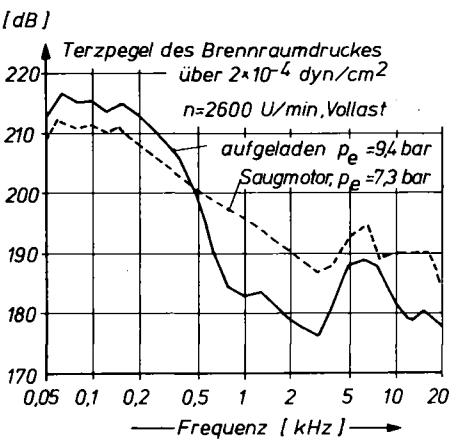


Bild 4. Schallpegel als Funktion der Frequenz für aufgeladenen und unaufgeladenen Motor

Bild 4 zeigt, daß durch die Aufladung der Schallpegel im mittleren, geräuschbestimmenden Frequenzbereich erheblich herabgesetzt wird. Die Aufladung beeinflußt die Geräuschemission günstig, da durch den Turbolader selbst keine merklich störenden Geräusche hinzukommen müssen.

Die mechanischen Stoßvorgänge im Inneren des Motors entstehen durch den seitlichen Kraftrichtungswechsel des Kolbens, wie auch durch die Bewegung des Ventiltriebs. Um die Stoßerregungen klein zu halten, müssen die Stoßkräfte klein gehalten werden und auch die Spiele zwischen den bewegten Teilen möglichst klein sein [10]. Die Stoßkräfte können durch kleinere bewegte Massen und kleinere Gas-

drücke nur unwesentlich verringert werden; wesentlicher ist es, die Spiele klein zu halten. Dies kann durch Sonderkolben, hydraulischen Spielausgleich bei der Ventilsteuerung, federverspannte Zahnräder und ähnliches geschehen. Die bisherigen Erfahrungen zeigen im allgemeinen, daß bei ausgereiften Motorkonstruktionen merkbare Verminderungen des gesamten Motorgeräusches durch Detailverbesserungen an den bewegten Teilen nur schwer erreichbar sind. Da solchen Verbesserungen aus wirtschaftlichen Gründen Grenzen gesetzt sind, konnten sich hydraulische Stößel im Dieselmotorenbau noch nicht durchsetzen. Auch der für die Geräuschemission günstige Zahnriemen, wie er bei Ottomotoren vielfach verwendet wird, wurde im Dieselmotorenbau noch nicht eingeführt, da die dort auftretenden Beanspruchungen noch nicht sicher beherrscht werden.

Von den Schallquellen pflanzt sich der Schall durch den Motor bis an die geräuschabstrahlende Oberfläche fort. Die Geräuschabstrahlung kann durch Verschlechtern der Schalleitungsfähigkeit vermindert werden. Die Möglichkeiten hierzu sind verschieden, wenn es sich um die Oberfläche kraftführender Teile (Kurbelgehäuse, Zylinderkopf) oder um die Oberfläche nicht kraftführender Anbauteile (Ventildeckel, Ölwanne) handelt. Bei nicht kraftführenden Teilen läßt sich eine körperschallisolierte Befestigung anwenden. Bild 5a zeigt, wie durch weiche Dichtungszwischenlagen beim Anbau der Ölwanne der Schallweg unterbrochen wird, so daß das Geräusch der Wanne um etwa 10 dB herabgesetzt werden kann.

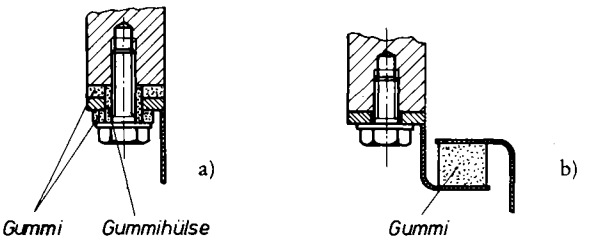


Bild 5a) Körperschallisolierte Befestigung einer Ölwanne
Bild 5b) Zweiteilige, körperschallisolierte Ölwanne

Ist die Verbindung bei der erforderlichen Weichheit der isolierenden Dichtung nicht mehr ausreichend öldicht, so muß eventuell eine zweiteilige Ausführung (Bild 5b) verwendet werden. Bei den kraftführenden Teilen ist eine Körperschallisolierung nicht möglich. Auch eine Beschichtung mit schalldämmendem Material hat sich bisher als wenig wirksam erwiesen. Dagegen ist es vorteilhaft, durch hohe Biegesteifigkeit die Eigenfrequenz des Bauteils zu erhöhen. So hat der Zylinderkopf eines wassergekühlten Motors durch seine steife Bau-

weise einen um etwa 10 dB(A) niedrigeren Schallpegel als das Kurbelgehäuse. Örtliche Versteifungen bringen jedoch nicht mehr als etwa 5 dB(A), da die nicht unterstützten Wandteile nach wie vor hohe Schallpegel haben. Die wirksamste Geräuschverminderung an Oberflächen kraftführender Teile erzielt man durch Anbringen von Vorsatzschalen. Das sind dünne, biegeweiche Platten, die in einem gewissen Abstand körperschallisoliert vor der Wand befestigt werden. Bild 6 zeigt verschiedene Anbringungsmöglichkeiten von Vorsatzschalen.

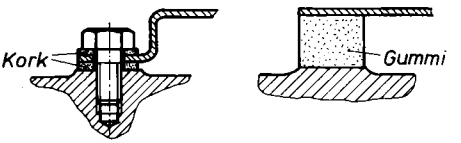


Bild 6. Befestigungsmöglichkeiten von Vorsatzschalen

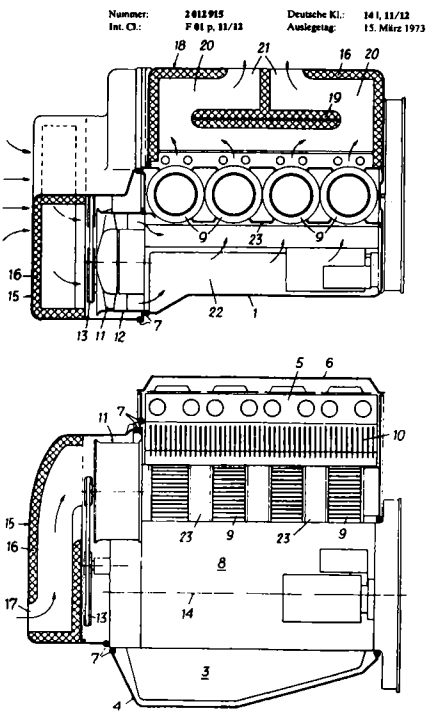


Bild 7. Gekapselter, luftgekühlter Motor (KHD)

Das Gesamtgeräusch des Motors kann durch die Maßnahmen der Körperschallisolierung und der Vorsatzschalen nur um etwa 5 dB(A) vermindert werden. Es liegt daher nahe, den ganzen Motor in eine schalldämmende Kapsel einzubauen, die Vorsatzschalen also nicht mehr auf das Gehäuse zu beschränken. Die Einkapselung des Gesamtmotors ist die einzig voll wirksame Methode zur Geräuschabsenkung. Die Geräuschverminderung beträgt 10–20 dB(A) [11].

Auf Grund des geringen Kühlluftbedarfes ist der luftgekühlte Motor für die Kapselung besonders günstig, da die Kühlluftkanalquerschnitte kleiner gehalten werden können, und somit geringere Schallaustrittsöffnungen vorhanden sind. Ein gekapselter luftgekühlter Motor ist in Bild 7 dargestellt.

Für den Bau schalldämmender Kapseln sind folgende Forderungen zu berücksichtigen:

1. Ausreichende Schalldämmung der Kapselwandung,
2. Auskleidung des Kapselinneren mit schallabsorbierendem Material,
3. Elastische Befestigung aller Kapselteile am Motor,
4. Dämmung der Körperschallübertragung vom Motor in das Auflager,
5. Beachtung der thermischen Verhältnisse, insbesondere Berücksichtigung des Kühlluftbedarfes,
6. Sorgfältige Ausführung der Luftein- und -austrittsöffnungen,
7. Leichte Zugänglichkeit.

14 Rationellere Herstellung und Wartungsvereinfachung

Die scharfe Wettbewerbssituation zwingt zur rationellen Herstellung in großen Stückzahlen. Durch weitgehende Verwendung von Gleichteilen im Baukastensystem wird der Motorenbau stärker als bisher rationalisiert. Darüber hinaus werden Gemeinschaftsentwicklungen verschiedener Hersteller bereits verwirklicht und sind in Zukunft in steigendem Maße zu erwarten. Zugleich bemüht man sich um eine Wartungsvereinfachung.

Um dem Fahrer die ständige Ölkontrolle und das häufige Ölnachfüllen zu ersparen, führte die MAN bei ihrem 250 PS V8 Dieselmotor eine automatische Ölnachfüllung ein [12]. Das Reguliergerät ist so konstruiert, daß die Ölnachfüllung nur bei stillstehendem Motor und horizontalstehendem Fahrzeug erfolgt, da eine Kontrolle des Ölstandes bei laufendem oder schrägstehendem Motor nicht möglich ist.

Die Ölwechsel- und Wartungsintervalle werden von 5000 auf 10000 km verlängert durch sorgfältige Schmierölfilterung und -kühlung. Neben einem Hauptstromölfilter mit großen Filterflächen sorgt eine serienmäßig eingebaute Ölzentrifuge für die Ausscheidung von Ruß, Asphalt und benzinunlöslichen Bestandteilen höheren Gewichtes. Versuche ergaben, daß durch die Zentrifuge 60 bis 70% des Schmutzanteiles im Schmieröl abgesondert

werden. Ein groß bemessener Ölkühler sorgt dafür, daß die Öltemperatur in der Wanne, also nach Austritt aus den Lagern unter 110°C bleibt. In Folge dieser relativ niedrigen Öltemperatur wird eine vorzeitige Alterung durch Schmieröloxydation, die bei Öltemperaturen über 100°C stark ansteigt, vermieden. Wegwerfpatronen in den Filtern vereinfachen ebenfalls die Wartung.

Neue Werkstoffe wurden im Dieselmotorenbau in den letzten zehn Jahren kaum eingeführt, sieht man von der Verwendung von glasfaserverstärkten Kunststoffen für Kühlgebläse und Ölleitungen ab. Dagegen machte die Weiterentwicklung vor allem der Zylinderkopflegierungen in Richtung auf größere Zähigkeit und Härte gute Fortschritte. Zur Erprobung dieser Aluminiumlegierungen entwickelte die Firma Klöckner-Humboldt-Deutz AG eine Thermoschockanlage [13], die wesentlich zu dieser Werkstoffentwicklung beitrug.

15 Rückgang des Zweitaktdieselmotors

In der Dieselmotorenentwicklung der letzten 10 Jahre spielte der Zweitaktmotor eine immer geringere Rolle. Bis auf wenige Spezialentwicklungen z. B. als Groß-Schiffsmaschine oder als Kleinstmotor mit Kurbelkastenspülung ist der Zweitaktmotor heute nahezu ausgestorben. Neben dem Vorteil des geringeren Bauaufwandes, den der Zweitakter gegenüber dem Viertakter hat, hat er doch auch eine Reihe von Nachteilen, die für diese Entwicklung mit verantwortlich sind:

Die Wärmebelastung ist beim Zweitaktmotor höher, da bei jeder Umdrehung Wärme zugeführt wird, während beim Viertaktmotor nur bei jeder zweiten Umdrehung Wärmezufuhr erfolgt. Die dadurch höher liegende mittlere Arbeitstemperatur erfordert eine besonders sorgfältige Kolbenkühlung. Die Durchflußkühlung des Tauchkolbens mit Öl oder gar Wasser ist konstruktiv und im Betrieb schwierig. Bei großen Schiffsmotoren ist sie über Kolbenstange und Kreuzkopf leichter möglich. Eine Ölspritzkühlung des Kolbenbodens oder des Kolbenhemdes erfordert meist seinen eigenen Ölkreislauf mit Zwischenkühler und führt häufig zu höherem Ölverbrauch. Nur bei Kleinstmotoren ist die Wärmebelastung aus geometrischen Gründen geringer. Da hier auch die mittleren Drücke infolge der Kurbelkastenspülung kleiner sind, kann die Kolbenwärme über die Ringe an den Zylinder abfließen.

Die mechanische Belastung des Zweitakters ist größer als die des Viertakters, da infolge der doppelten Zahl der Arbeitshübe die mittlere Belastung ansteigt. Hinzu kommt, daß der Kolben beim Zweitaktmotor immer in der gleichen Richtung auf den Kolbenbolzen gedrückt wird, wenn die Kurbel den oberen Totpunkt erreicht. Die nach innen gerichtete Gaskraft ist stets größer als die nach außen gerichtete Massenkraft. Beim Viertaktmotor dagegen findet bei jeder zweiten

Umdrehung ein Lastrichtungswechsel statt, da während des Ladungswechsels die Massenkraft überwiegt. Dadurch ist die Ölversorgung des Kolbenbolzenlagers beim Viertakter besser gewährleistet.

Die höhere mittlere Triebwerksbelastung bringt eine Vergrößerung der Reibungswärme mit sich, so daß eine größere Ölumlaufsmenge und ein größerer Ölkühler vorgesehen werden müssen.

Die Schlitze des Zweitaktmotors sind für die Zylinderschmierung ungünstig. Der Kolben, der ausreichend geschmiert werden muß, hat wegen der höheren Wärmebelastung ein etwas größeres Spiel im Zylinder. So kommt es zum „Ölwerfen", d. h. Schmieröl gelangt in das Abgas, der Ölverbrauch steigt und die Abgasqualität sinkt. Die Schlitze gefährden jedoch auch die Kolbenringe, besonders wenn diese die Schlitze mit dem Schloß (d. h. der offenen Stelle) überfahren.

Diesen schon immer vorhandenen Nachteilen des Zweitaktmotors konnte der Viertaktmotor entscheidene Vorteile entgegensetzen und so die Entwicklung zu seinen Gunsten bestimmen. Vor allem durch die sichere Beherrschung der Abgasturboaufladung konnte der Leistungsvorsprung des Zweitakters eingeholt werden, ohne die Unsicherheiten, die der Betrieb des Zweitaktmotors mit sich bringt.

2 Beispiele neuerer Konstruktionen

Die unter 1. beschriebenen Entwicklungstendenzen werden mit einigen Beispielen aufgezeigt.

21 Daimler-Benz AG, Diesel-Motor OM 403

Wassergekühlter 90° V-Motor mit 10 Zylindern,
Bohrung 125 mm, Hub 130 mm,
Drehzahl n = 2500 U/min, Leistung P = 235 kW,
Leistung mit 50% Aufladung P = 352 kW.

Der Motor gehört zur Motorenbaureihe 400, die folgende Motoren umfaßt: V6, V8, V10, V12, d. h. V-Motoren mit 6, 8, 10 und 12 Zylindern sowie R4, R5, R6, d. h. Reihenmotoren mit 4, 5 und 6 Zylindern.

Besondere Entwicklungsziele dieses Motors sind:

Kleines Bauvolumen bei hoher Leistung, um der gesetzlichen Forderung von 8 PS/t (5,88 kW/t) Mindestleistung zu entsprechen,
Geringe Literleistung, um lange Lebensdauer zu erreichen,
Anpassung der Motorbauteile an moderne Fertigungsmethoden und Bearbeitungsvorgänge,
Wirtschaftlichkeit und Umweltfreundlichkeit.

Längs- und Querschnitt des Motors sind in den Bildern 8a und 8b gezeigt.

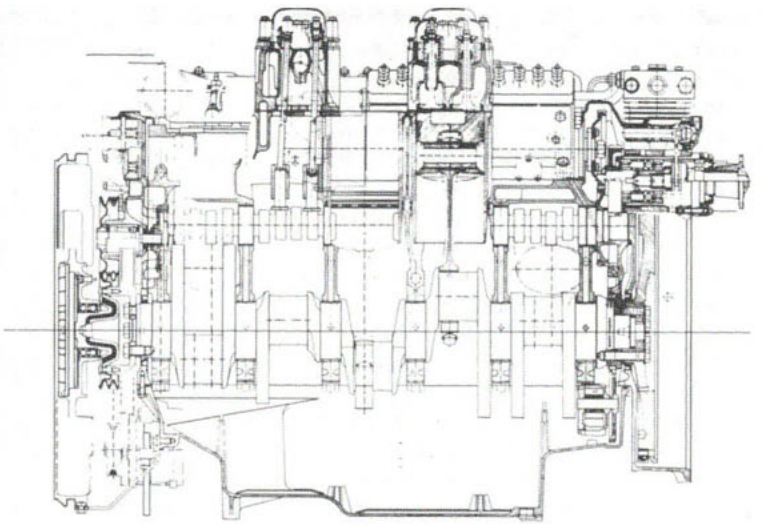


Bild 8a) Längsschnitt des Dieselmotors OM 403 (DB)

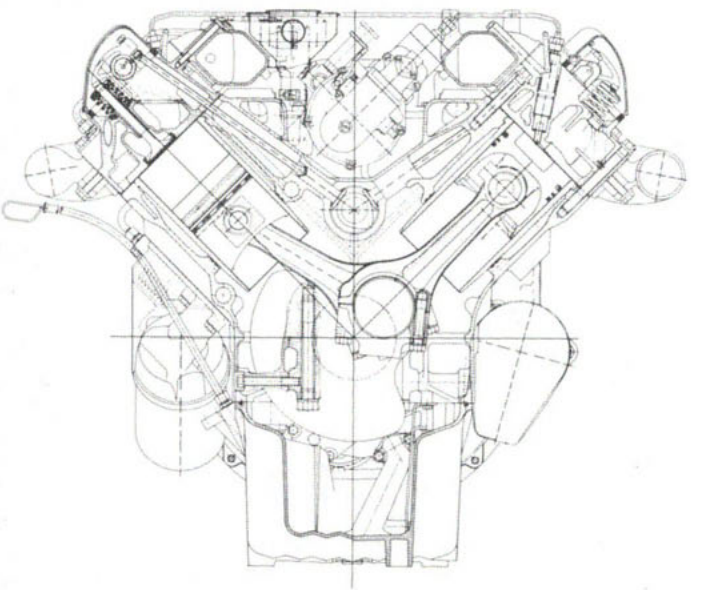


Bild 8b) Querschnitt des Dieselmotors OM 403 (DB)

Das Zylinderkurbelgehäuse besteht aus legiertem Grauguß mit eingesteckten, nassen Zylinderlaufbüchsen aus Schleuderguß. Die Gehäusewandung nimmt in der Wandstärke zur Trennfläche Zylinderkopf immer nur zu und gewährt damit eine extrem steife Auflage für Zylinderkopf und Zylinderkopfdichtung. Dieses Konstruktionsprinzip trägt durch seine Steifheit zur Geräuschdämpfung bei. Die seitlichen Kurbelgehäusewände sind weit über die Kurbelwellenmitte heruntergezogen, so daß die Grundlagerdeckel aus Temperguß mit Überdeckung in das Kurbelgehäuse eingepaßt werden könnne. Sie sind durch zwei M 18 × 2 Schrauben der Güte 12.9, die bis in die Fließgrenze hinein angezogen werden, angeschraubt. Mit M 12 Schrauben wird das Kurbelgehäuse zusätzlich seitlich mit den Lagerdeckeln verspannt, so daß sich ein äußerst steifer Lagerdeckel-Kurbelgehäuseverband ergibt. Besonderer Wert wurde auf eine sehr steife Kurbelwelle gelegt, um die Durchbiegungen bei Aufladung und hohen Drehzahlen gering zu halten.

Der Kolben besteht aus einer übereutektischen Al-Si-Legierung. Der oberste Kompressionsring wird in einem eingegossenen Ringträger aus Niresist aufgenommen, so daß ein vorzeitiges Ausschlagen der ersten Kolbenringnut vermieden wird. Als Kompressionsringe sitzen in der ersten Ringnut ein molybdänüberspritzter Doppeltrapezring und in der zweiten Nut ein molybdängefüllter Nasenring. Ein verchromter Dachfasenring übernimmt in der dritten Nut die Ölabstreifung.

Das gesamte Triebwerk ist so reichlich ausgelegt, daß es sogar einem Aufladebetrieb mit Spitzendrücken im Zylinder von weit über 100 bar gewachsen ist. Die Beanspruchungen des Triebwerks für Saugmotoren (80 bar Spitzendruck) und Aufladung (100 bar Spitzendruck) sind [14]:

Spitzendruck im Zylinder	Max. Flächenpressung im großen Pleuelauge	Max. Flächenpressung im Kolbenbolzenauge	Max. Flächenpressung im Grundlager	Max. Biegebeanspruchung d. Kurbelwelle
bar	N/mm²	N/mm²	N/mm²	N/mm²
80	35,2	54,6	18,9	275
100	44,0	68,2	23,6	344

Der OM 403 hat zehn Einzelzylinderköpfe aus legiertem Grauguß, die mit je sechs M 15 × 2 Schrauben der Güte 12.9 über eine Stahldichtung auf das Kurbelgehäuse aufgeschraubt sind. Die Wandungen des Kopfes sind so gestaltet, daß sich ein äußerst steifes Gebilde ergibt. Der Wasserkern ist in einem Stück formbar, so daß teure und ausschußanfällige Klebearbeiten vermieden werden. Der Einlaßkanal ist ein Spiralkanal, der auf den für die Verbrennung notwendigen

Drall abgestimmt ist. Das Brennverfahren entspricht dem bisheriger Motoren: direkte Einspritzung in eine zylindrische Mulde mit vorwiegender Luft-, jedoch auch mit teilweiser Wandverteilung. Dieses Verfahren hat sich als sehr umweltgerecht erwiesen. Der Druckanstieg im Zylinder steigt von $dp/d\alpha = 3$ bar/°KW bei 1000 U/min auf 4 bar/°KW bei Nenndrehzahl. So ist das Motorengeräusch relativ gering. Auch der Verbrauch liegt mit 225 g/kWh bei Höchstleistung und Maximaldrehzahl und 210 g/kWh bei 1400 bis 1600 U/min und 11% Drehmomentenüberhöhung.

22 Klöckner-Humboldt-Deutz AG, Baureihe FL 413

Luftgekühlter 90° V-Motor mit 6, 8, 10 und 12 Zylindern. Die Motoren werden in der Reihe BFL 413 mit Abgasturboaufladung mit Luft/Luft Ladeluftkühlung ausgerüstet.
Bohrung 120 mm, Hub 130 mm, Drehzahl: 2650 U/min.

Leistung	6 Zyl.	8 Zyl.	10 Zyl.	12 Zyl.
unaufgeladen	125 kW	170 kW	210 kW	250 kW
aufgeladen	166 kW	221 kW	276 kW	331 kW

Bei der Konstruktion dieses Motors, dessen Aufbau in Bild 9 zu erkennen ist, wurde besonderer Wert gelegt auf:

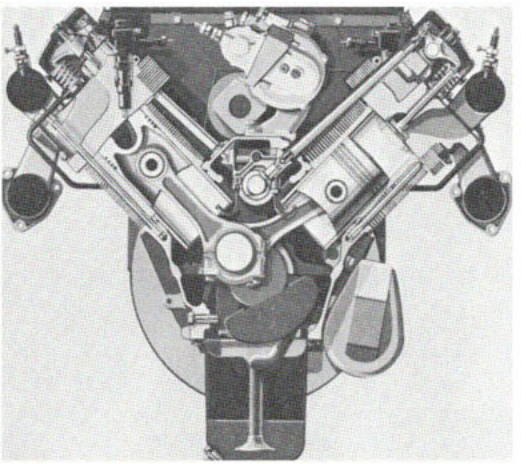


Bild 9. Luftgekühlter Deutz-Dieselmotor FL 413

Kompakte Bauweise mit besonderer Breitenbegrenzung im Bereich des Ölwannenanschlusses,
Überdrehsicherheit bis zur 1,4fachen Nenndrehzahl, um der Gefahr des Überdrehens beim Zurückschalten des synchronisierten Getriebes zu begegnen,
Niedriger Geräuschpegel und
Günstige Voraussetzung für die automatische Fertigung.

In Bild 9 erkennt man die geneigt liegende Einspritzpumpe im V-Raum, der abgeschlossen als Kühlluftdruckraum dient. Das Saugrohr ist auf der oberen Fläche des Zylinderkopfes angeschlossen. Der Aluminium-Zylinderkopf und das gußeiserne Zylinderrohr werden ohne Dichtung mit je drei hochvergüteten, hochelastischen Dehnschrauben mit dem Kurbelgehäuse verspannt. Die Motorbreite im Bereich der unteren Kurbelgehäusepartie ist so gering, daß der Motor zwischen die parallel laufenden Rahmenlängsträger eines zwillingsbereiften Lastkraftwagens eingebaut werden kann.

Um ein gleichmäßiges Temperaturniveau zu erreichen und die Gebläseleistung bei Teillast zu vermindern, werden die Motoren mit einem regelbaren Gebläseantrieb ausgerüstet. Der Antrieb erfolgt über eine Flüssigkeitskupplung, die von Motorschmieröl durchströmt wird. Die Öldurchflußmenge wird durch ein von der Abgastemperatur gesteuertes Ventil verändert.

In Bild 10 ist der Zylinderkopf aufgeschnitten. Man erkennt, daß die Ventile etwas schräg zueinander stehen, wodurch eine intensive Wärmeabfuhr aus dem Bereich zwischen den Ventilen möglich ist.

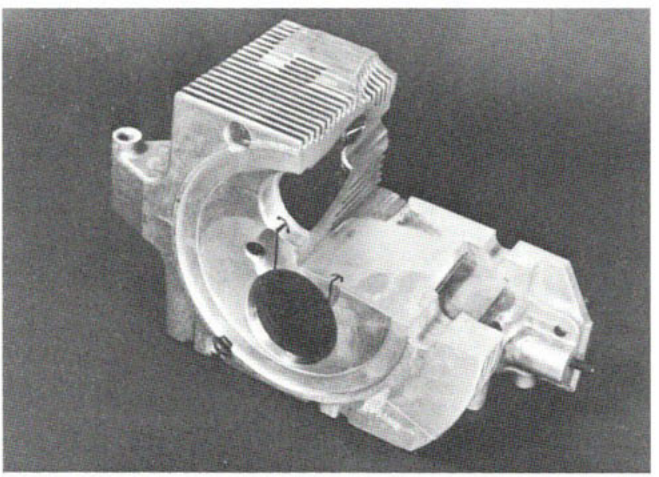


Bild 10. Schnitt durch den Zylinderkopf FL 413

Der Schnitt zeigt deutlich zwei Stegeinlagen, die zur Entlastung des Ventilsteges dienen. Durch die nicht metallische Verbindung der eingegossenen Stahlstreifen mit Regelschirmprofil entsteht ein Dehnfugeneffekt, der den Ventilsteg beim Abkühlen zugspannungsfrei hält und so die Bildung von Stegrissen verhindert.

Um ein günstiges Geräuschverhalten zu erreichen, wurde ein Direkteinspritzverfahren mit möglichst kleinem Druckanstieg je Grad Kurbelwinkel entwickelt. Das Brennverfahren mit wandparalleler Einspritzung (Bild 11) zeigt bei gutem Verbrauch und guter Luftausnut-

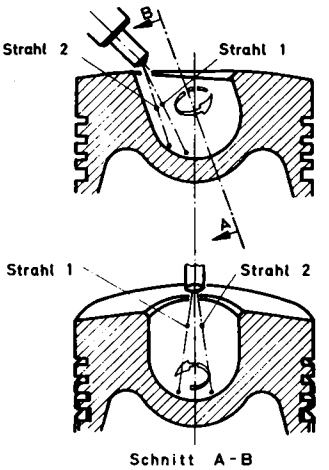


Bild 11. Wandparalellele Direkteinspritzung (KHD)

zung einen geringen Druckanstiegsgradienten von etwa 3,5 bar/°KW. Das Geräuschverhalten der Motoren FL 413 ist trotz höherer Kolbengeschwindigkeit besser als das älterer luftgekühlter Motoren. Besonders wurde der hochfrequente Schallanteil, oberhalb 2500 Hz, der vom menschlichen Ohr als besonders lästig empfunden wird, reduziert.

Auch das Kaltstartverhalten ist gut und die Blauraucheigung bei noch nicht betriebswarmem Motor gering.

Die Neigung des zylindrischen Brennraumes erlaubt eine konstruktiv günstige, außermittige Lage der Einspritzdüse, was in Verbindung mit der geneigten Anordnung der Ventile eine intensive Kühlung des Ventilsteges ermöglicht.

Die erreichte Abgasqualität ist für einen Direkteinspritzer recht gut.

Wenn besondere Anforderungen an die Abgasqualität gestellt werden, kann der Motor nach dem Deutz-Zweistufen-Brennverfahren

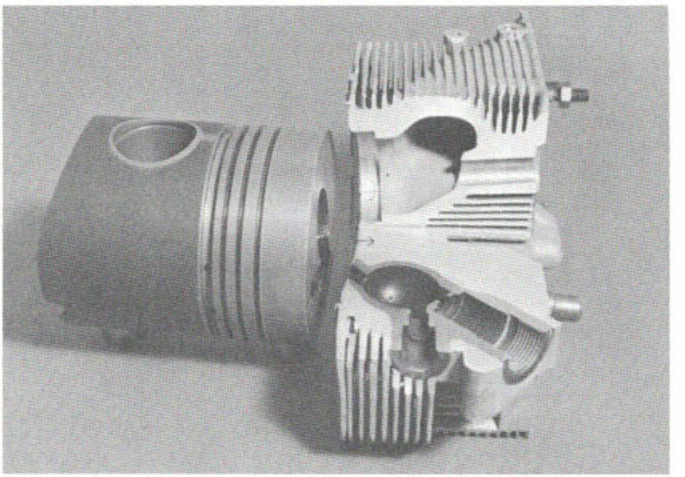


Bild 12. Deutz-Dieselmotor FL 413 W

betrieben werden. Hierzu sind nur besondere Zylinderköpfe und Kolben erforderlich. Alle anderen Motorbauteile außer den Einspritzdüsen bleiben unverändert.

Bild 12 zeigt einen teilgeschnittenen Zylinderkopf und Kolben der Baureihe FL 413 W. Auch hier sind die eingegossenen Stegeinlagen, die zur Entlastung des Ventilstegs dienen, zu erkennen. Man sieht ferner die Wirbelkammer und die Vertiefungen im Kolbenboden, die für das Zweistufenbrennverfahren notwendig sind. Das Zweistufenbrennverfahren liefert beste Abgasqualität bei etwas verschlechtertem Wirkungsgrad [15].

23 Adam Opel AG, 2,1 l-Diesel-Motor

Wassergekühlter Vierzylinderreihenmotor
Bohrung 88 mm, Hub 85 mm,
Drehzahl 4400 U/min, Leistung 44 kW.

Der in Bild 13 gezeigte Motor wurde für hohe Wirtschaftlichkeit und günstige Abgaswerte entwickelt. Er arbeitet nach dem Ricardo-Comet-V-Wirbelkammersystem. Das Verdichtungsverhältnis beträgt 22 : 1. Die dadurch erreichten hohen Lufttemperaturen sorgen für gute Verbrennung und guten Wirkungsgrad.

Die Kolben sind als Regelkolben mit eingegossenen Stahlsegmenten ausgebildet. Durch das geringe Einbauspiel wird die Kippbewegung des Kolbens vermindert und dadurch eine Herabsetzung des Geräu-

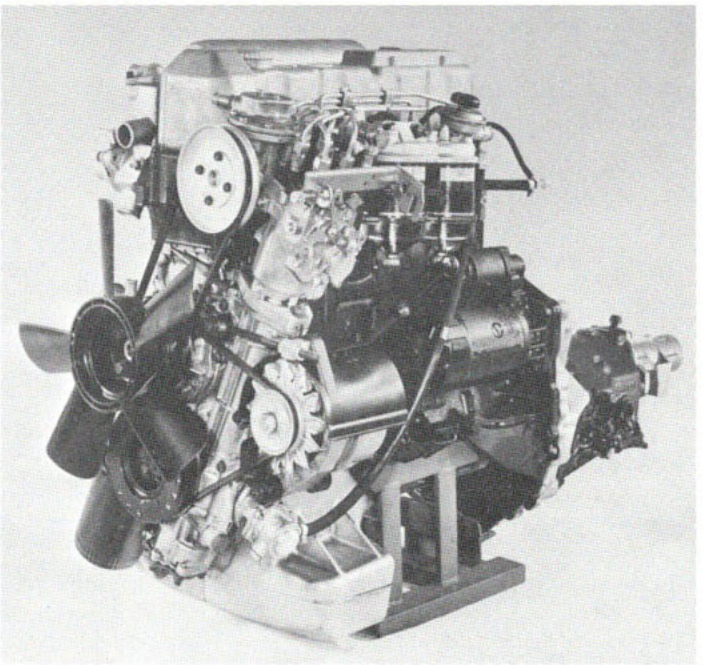


Bild 13. 2,1 Liter Motor der Adam Opel AG

sches und des Verschleißes bewirkt. Der Zylinderkopf besteht aus chrom-molybdänlegiertem Grauguß. Ein- und Auslaßventile liegen auf einer Seite, auf der gegenüberliegenden die Einspritzdüsen. Die parallel hängenden Ventile werden über eine kettengetriebene obenliegende Nockenwelle und zwischengeschaltete Schlepphebel betätigt. Besonders sorgfältig ist das Triebwerk ausgeführt. So konnte die Leistung des Motors durch Abgasturboaufladung mit einem normalen Serientriebwerk auf 70 kW bei gleichgebliebener Nenndrehzahl angehoben werden.

24 Steyr-Daimler-Puch AG, Diesel-Motor WD 614

Wassergekühlter 6-Zylinder-Reihenmotor
Bohrung 120 mm, Hub 120 mm
Drehzahl 2800 U/min, Leistung 132 kW

Die Konstruktion dieses Motors, der in Bild 14 zu sehen ist, unterscheidet sich von der üblichen Bauweise durch die Ausbildung des

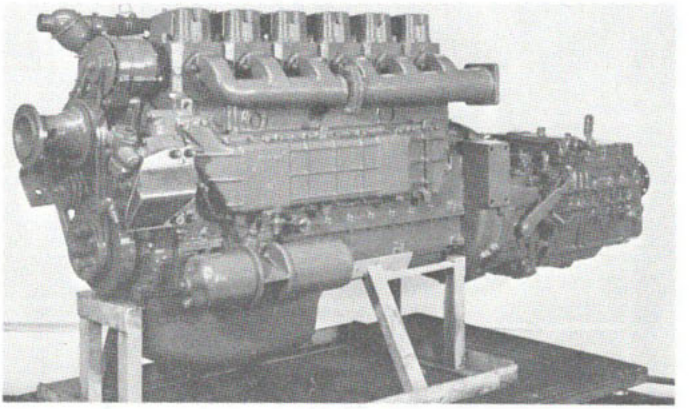


Bild 14. Steyr-Daimler-Puch Dieselmotor WD 614

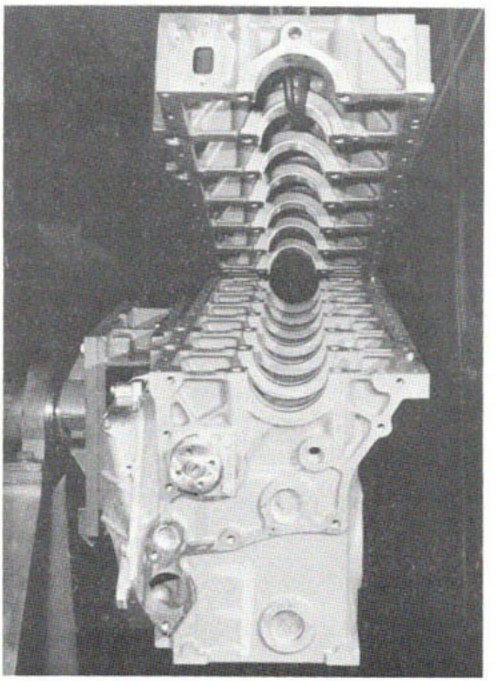


Bild 15. Zusammenfassung der Lagerbügel zu einem kompakten Rahmen

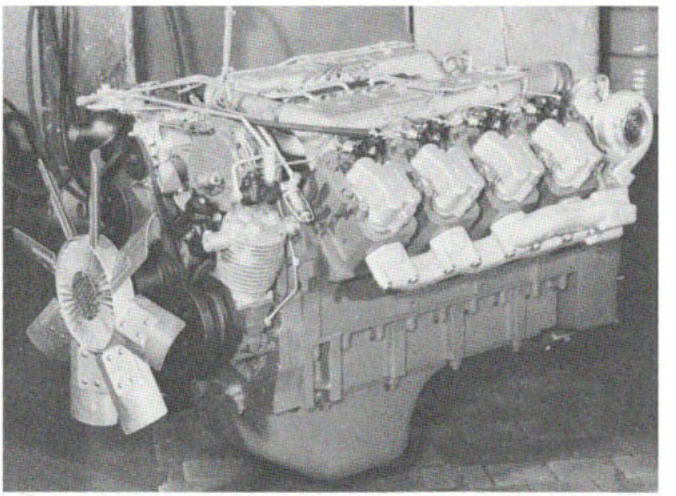


Bild 16. Steyr-Daimler-Puch V8 Motor

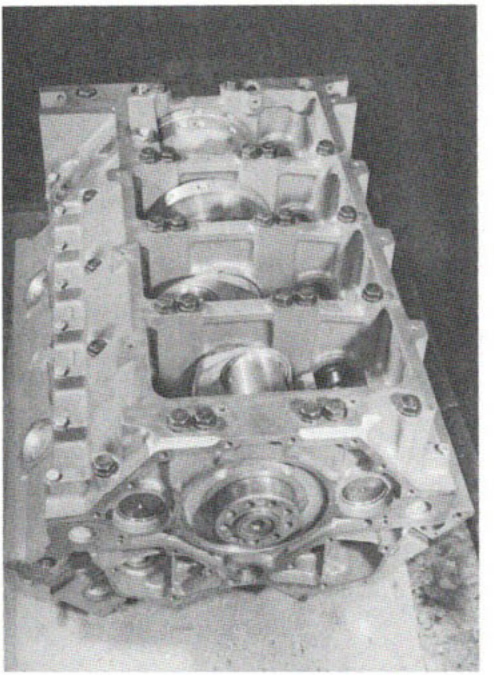


Bild 17. Unterteil des Steyr-Daimler-Puch V8 Motors

Gestells. Die Lagerbügel der Hauptlager sind zu einem Unterteil des Gestells vereinigt, das durch Dehnschrauben an den Lagern und kleinere Schrauben an den äußeren Dichtleisten am Oberteil angeschraubt ist. Bild 15 zeigt beide Teile auseinandergeklappt. Nach Aufbringen eines Dichtanstriches liegen beide Teile unmittelbar aneinander. Die aus Blech gepreßte Ölwanne hängt am unteren Gestellteil. Diese Tunnelbauweise ergibt ein sehr steifes Gestell, was sich günstig auf die Kurbelwellenlagerung auswirkt. Ein weiterer Vorteil dieser Bauweise ist die Verbesserung der Geräuschabstrahlung. Die Teilungsebene wirkt sich als Trennfuge günstig auf die Körperschalleitung aus [16].

Auch der aus dem Motor WD 614 abgeleitete V8-Motor (Bild 16) ist mit dieser steifen Tunnelgehäuse-Konstruktion ausgeführt. Bild 17 zeigt das an das Kurbelgehäuse geschraubte Unterteil des Achtzylindermotors. Das kurze und gedrungene Oberteil hat eine sehr hohe Eigenfrequenz und jeder „Glockeneffekt", wie er bei hohen Gehäusen auftreten kann, wird damit vermieden.

Literatur

[1] Rixmann, W., Diesel Symposium bei der AVL in Graz. MTZ 32 (1971), S. 337–342.
[2] Pachernegg, S. J., Die spezifische Hubraumleistung der Dieselmotoren in der nahen Zukunft MTZ 32 (1971), S. 340–341.
[3] Mühlberg, E., Abgasrückführung bei Verbrennungskraftmaschinen, insbesondere bei Dieselmotoren. MTZ 32 (1971), S. 166–172, S. 327–336.
[4] Lutz, W., Scholz, R., Über die Aufladung von Fahrzeugdieselmotoren mittels des Comprex Drucktauschers. MTZ 28 (1967), S. 174–185.
[5] Wunsch, A., Aufladung von Fahrzeugdieselmotoren mit dem Abgasturbolader und mit der Druckwellenmaschine Comprex. MTZ 31 (1970), S. 17–23.
[6] Schmidt, H., Schalltechnisches Taschenbuch. Düsseldorf, 1968.
[7] Hempel, B., Seidel, T., Statistische Erhebungen über Dieselmotorgeräusche. MTZ 31 (1970), S. 153–156.
[8] Thien, G. E., Möglichkeiten zur Senkung des Geräuschpegels von Dieselmotoren. ATZ 74 (1972), S. 261–268.
[9] Pflaum, W., Hempel, W., Geräuschverteilung bei Dieselmotoren ohne Aufladung MTZ 27 (1966), S. 345–354.
[10] Ross, D., Ungar, E. E., On Piston Slab as a Source of Noise. ASME-Paper 65-OGP-10, Houston 1965.
[11] Fleischer, F., Schalldämmende Kapseln für Dieselmotoren. MTZ 31 (1970), S. 157–160.
[12] Kubis, H., Neuer MAN 250 PS 8 Zylinder Fahrzeugdieselmotor in 90° V 8 Bauform. MTZ 29 (1968), S. 1–8.

[13] Howe, H. U., Die Baureihe luftgekühlter, Deutz-Dieselmotoren FL 413. ATZ 74 (1972), S. 102–111.
[14] Müller-Berner, A. H., Der neue 320-PS-Zehnzylinder-Nutzfahrzeug-Dieselmotor von Daimler-Benz. ATZ 72 (1970), S. 269–277.
[15] Garthe, H., Das umweltfreundliche KHD-Zweistufen-Verbrennungsverfahren. Nahverkehrspraxis (1973), S. 322–329.
[16] Pischinger, A., Neuer Fahrzeugmotor der Steyr-Daimler-Puch AG. MTZ 29 (1968), S. 9–11.

1.3 Rotationskolben-Motor

Georg Jungbluth

1 Geometrie und Kinematik
2 Hubvolumen und Verdichtungsverhältnis
3 Leistungsberechnung, Kinetik
4 Bauteile
41 Mantel (Trochoidengehäuse)
42 Seitenteile
43 Kolben
44 Exzenterwelle
45 Gasdichtungssystem
46 Öldichtung
5 Thermodynamik des Wankelmotors
6 Hinweise zur Motorauslegung
7 Ausgeführte Motoren
71 NSU-Spider
72 Audi — NSU — Ro 80
73 Toyo — Kogyo — Mazda RX-3
74 Daimler-Benz A. G.
75 Citroen Birotor
76 Andere Wankel-Motoren

Seit dem Erscheinen des Bandes 1 im Jahre 1965 sind viele Vorschläge für neue Rotationskolbenmotoren (RKM) gemacht worden, von denen sich aber keiner bisher bewährt hat. Der einzige Motor, der Bedeutung erlangt hat, ist nach wie vor der NSU-Wankel-Motor. Im folgenden werden die theoretischen Grundlagen der Trochoidenmaschinen, zu denen der Wankel-Motor gehört, in allgemeiner Form behandelt, also für beliebige Trochoiden. Aus den angegebenen allgemein gültigen Gleichungen ergeben sich die für den Wankel-Motor, wenn $z = +3$ gesetzt wird.

1 Geometrie und Kinematik

Die Entstehung einer Trochoide und daraus des Wankelmotors läßt sich an Bild 1 wie folgt darstellen: In einem Koordinatensystem liegen zwei Strecken E und R in Strecklage auf der positiven x-Achse. E dreht sich um den Koordinatenursprung mit der Winkelgeschwindigkeit ω. Nach einer gewissen Zeit hat E den Winkel α gegenüber der Ausgangslage erreicht. R dreht sich um den Endpunkt von E im gleichen Drehsinne, aber mit einer Winkelgeschwindigkeit ω/z. Wenn E den Winkel α gegenüber der x-Richtung eingenommen hat, nimmt R den Winkel α/z gegenüber der Horizontalen ein. Der Endpunkt von R beschreibt dabei eine Trochoide. Damit diese sich nach einer vollen Umdrehung von R schließt, muß z eine ganze Zahl sein. Aus Bild 1 ergibt sich die Gleichung der Trochoide:

$$x = E \cdot \cos\alpha + R \cos\frac{\alpha}{z}$$

$$y = E \cdot \sin\alpha + R \sin\frac{\alpha}{z} \qquad (1)$$

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

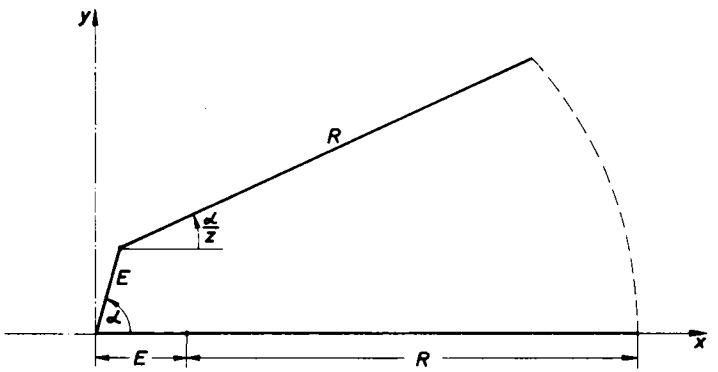


Bild 1. Trochoidenerzeugung (Bild: Verfasser)

Die Geschwindigkeitskomponenten des erzeugenden Punktes ergeben sich durch Differentiation von Gleichung (1) mit $\alpha = \omega \cdot t$.

$$\dot{x} = -\omega \left(E \sin \alpha + \frac{R}{z} \sin \frac{\alpha}{z} \right)$$

$$\dot{y} = \omega \left(E \cos \omega + \frac{R}{z} \cos \frac{\alpha}{z} \right) \tag{2}$$

Die Absolutgeschwindigkeit des erzeugenden Punktes – im Motor die Dichtleistengeschwindigkeit – ergibt sich aus:

$$c = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \text{ mit } K = \frac{R}{E} \text{ zu:}$$

$$c = \frac{\omega \cdot E}{z} \cdot \sqrt{K^2 + z^2 + 2 \cdot K \cdot z \cdot \cos \left(\frac{z - 1}{z} \cdot \alpha \right)} \tag{3}$$

oder mit E und R:

$$c = \frac{\omega}{z} \cdot \sqrt{R^2 + E^2 \cdot z^2 + 2 \cdot R \cdot E \cdot z \cdot \cos \left(\frac{z - 1}{z} \cdot \alpha \right)} \tag{3a}$$

Die maximale und minimale Leistengeschwindigkeit folgt aus:

$$c_{max} = \omega \cdot \left(\frac{R}{z} + E \right) \tag{3b}$$

$$c_{min} = \omega \cdot \left(\frac{R}{z} - E \right) \tag{3c}$$

Die zweite Ableitung von (1) liefern die Komponenten der Beschleunigung:

$$\ddot{x} = -\omega^2\left(E\cos\alpha + \frac{R}{z^2}\cdot\cos\frac{\alpha}{z}\right)$$
$$\ddot{y} = -\omega^2\left(E\sin\alpha + \frac{R}{z^2}\cdot\sin\frac{\alpha}{z}\right) \qquad (4)$$

Ist der Drehsinn von R der gleiche wie der von E, so entstehen Epitrochoiden. Ist der Drehsinn von R entgegengesetzt zu dem von E, so entstehen Hypotrochoiden. Alle vorstehenden und nachfolgenden Gleichungen gelten auch für Hypotrochoiden, wenn z negativ eingesetzt wird. Hypotrochoidenmaschinen sind jedoch als Motoren uninteressant.

Beim Umlauf von E und R entstehen charakteristische Stellungen, die am Beispiel der Maschine mit z = 3 (Wankel-Motor) besprochen seien (Bild 2). Nach einem vollen Umlauf von E ($\alpha = 360°$) nimmt R

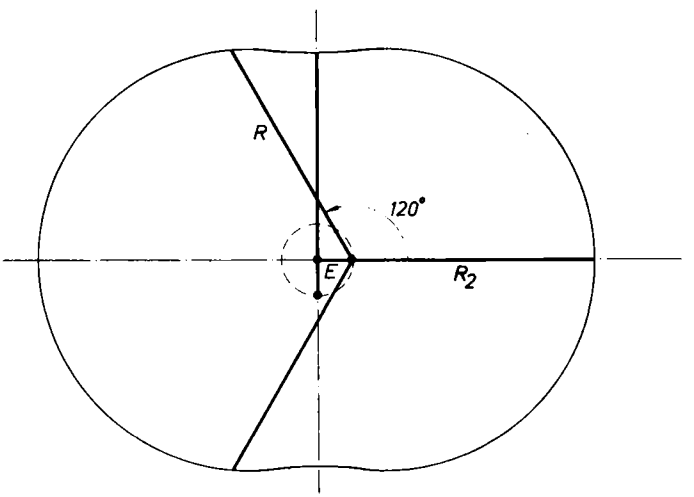


Bild 2. Trochoidenerzeugung (Bild: Verfasser)

eine Lage von 120° $\left(\frac{360°}{3}\right)$ gegenüber der x-Achse ein. In dieser Stellung kann eine weitere Strecke R_2 in Richtung der x-Achse an E angehängt werden, die mit gleicher Winkelgeschwindigkeit wie R um den Endpunkt von E rotiert. Nach einem zweiten Umlauf von E ($\alpha = 720°$) kann eine dritte Strecke R_3 angehängt werden, nach dem

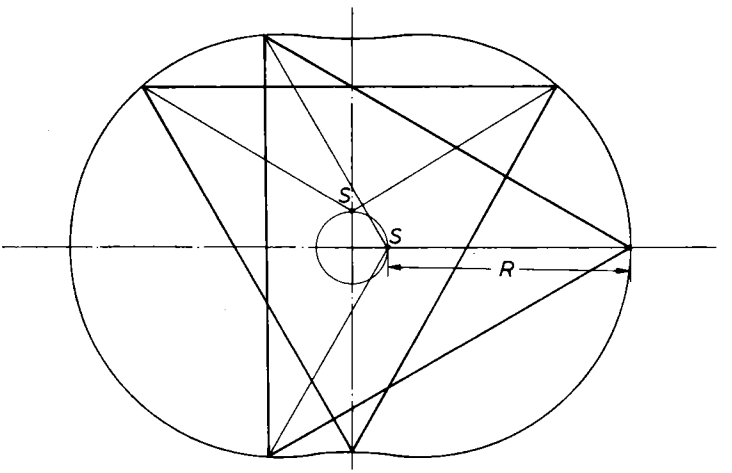


Bild 3. Prinzip des Wankelmotors (Bild: Verfasser)

dritten Umlauf von E ($\alpha = 1080°$) ist wieder die Ausgangslage erreicht.

Ersetzt man nach Bild 3 die Strecken R durch ein gleichseitiges Dreieck, so entsteht das Prinzip des Wankelmotors. Der Kolben (Dreieck) bewegt sich mit seinem Mittelpunkt (Schwerpunkt) mit der Winkelgeschwindigkeit ω auf einem Kreis vom Radius E und dreht sich dabei um seinen Mittelpunkt im gleichen Drehsinn wie E, aber mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega/3$. Dabei entstehen zwischen Kolben und Trochoide Räume, die periodisch ihr Volumen ändern.

Die Form des als Kolben dienenden Dreiecks (allgemein: z-Ecks) kann in gewissen Grenzen abgewandelt werden, maximal so weit, daß es die Form der inneren Abschnitte der Hüllkurve der Trochoide annimmt (Bild 4).

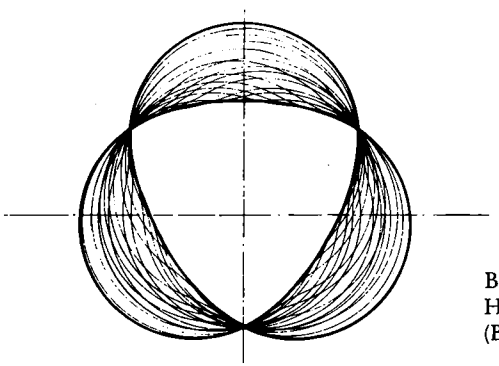


Bild 4.
Hüllkurve einer Trochoide
(Bild: Verfasser)

Die Gleichung der Hüllkurve lautet mit v als Parameter:

$$x = R \cdot \cos 2v - \frac{z \cdot E^2}{R} \cdot \sin 2 \cdot z \cdot v \cdot \sin 2v \pm$$

$$\pm 2 \cdot E \cdot \cos z \cdot v \cdot \cos 2v \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{z \cdot E}{R}\right)^2 \cdot \sin^2 zv} \qquad (5)$$

$$y = R \cdot \sin 2v + \frac{z \cdot E^2}{R} \cdot \sin 2 \cdot z \cdot v \cdot \cos 2v \pm$$

$$\pm 2 \cdot E \cdot \cos z \cdot v \cdot \sin 2v \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{z \cdot E}{R}\right)^2 \cdot \sin^2 zv}$$

Bei ungradzahligem z ergibt sich die Hüllkurve für $0 \leqq v \leqq 2\pi$ als geschlossene Kurve (Bild 4). Bei gradzahligem z setzt sie sich aus zwei in sich geschlossenen Kurven zusammen, die um $\frac{\pi}{z}$ zueinander verdreht sind. Hierbei erhält man die erste Kurve für $0 \leqq v \leqq \pi$ mit dem positiven Wurzelvorzeichen und die zweite für $\pi \leqq v \leqq 2\pi$ mit dem negativen Wurzelvorzeichen.

Die nach Gleichung (4) berechnete Beschleunigung gilt nur für den die Trochoide erzeugenden Punkt, also die Kolbenecke bzw. eine dort angeordnete Dichtleiste. Bild 5 zeigt, daß in einem beliebigen Punkt

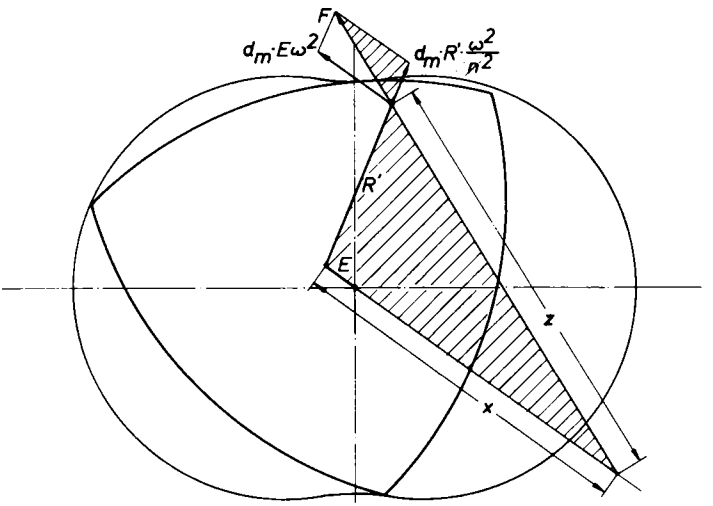


Bild 5. Massenkraft am Kolben (Bild: Verfasser)

des Kolbens aus der Superposition der Drehung von E und R eine Fliehkraft entsteht, deren Größe und Richtung sich aus der Ähnlichkeit der Dreiecke herleiten läßt.

Es gilt: $\frac{x}{R'} = \frac{dm \cdot E \cdot \omega^2 \cdot z^2}{dm \cdot R' \cdot \omega^2}$

und: $\frac{y}{z} = \frac{F}{dm \cdot E \cdot \omega^2}$

daraus folgt:

$$x = E \cdot z^2 \tag{6}$$

und die Beschleunigung $b = \frac{F}{dm}$ wird

$$b = y \cdot \frac{\omega^2}{z^2} \tag{7}$$

Die Massenkräfte gehen von einem Punkt aus – bzw. die Beschleunigungen sind auf einen Punkt hin gerichtet –, der im Abstand $E \cdot z^2$ von der Kolbenmitte entfernt, entgegengesetzt zur Richtung von E liegt. Ihre Größe ist proportional dem Abstand von diesem Beschleunigungspol (Gleichung 7). Es ergibt sich damit das in Bild 6 dar-

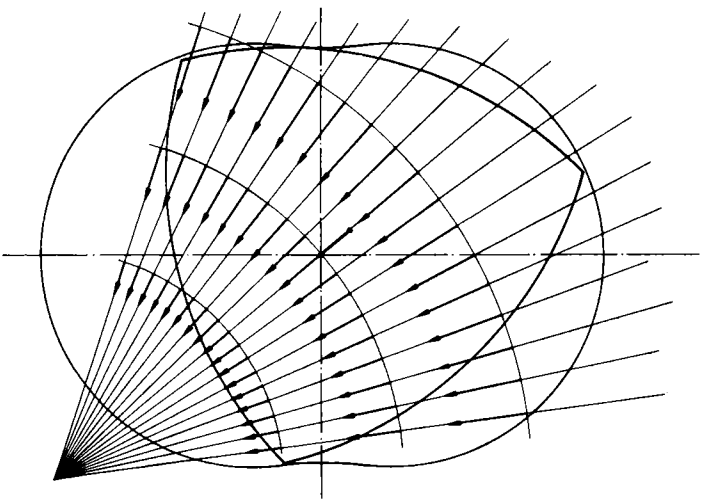


Bild 6. Vektorfeld der Beschleunigungen am Kolben (Bild: Verfasser)

gestellte Vektorfeld der Beschleunigungen am Kolben. Dieser Zusammenhang ist wichtig für die Öldichtung und die Ölabfuhr aus dem Kolben.

Bei der praktischen Ausführung eines Motors kann das Gehäuse nicht als Trochoide ausgebildet werden, da eine in der Kolbenecke in Richtung des erzeugenden Radius R angeordnete Dichtleiste beim Umlauf eine wechselnde Neigung gegenüber der Trochoidennormale einnimmt. Zwischen diesem „Schwenkwinkel" φ und dem „Exzenterwinkel" α besteht der Zusammenhang

$$\cos\varphi = \frac{R + z \cdot E \cdot \cos\left(\frac{z-1}{z}\alpha\right)}{\sqrt{z^2 \cdot E^2 + R^2 + 2 \cdot z \cdot E \cdot R \cdot \cos\left(\frac{z-1}{z} \cdot \alpha\right)}} \tag{8}$$

Die Dichtleiste müßte also eine scharfe Kante erhalten, die sich durch Verschleiß zu einem Radius umformen wird. Die Leiste müßte dann beim Umlauf Bewegungen in ihrer Nut ausführen. Verwendet man nach Bild 7 als Gehäuse des Motors eine Aequidistante zur Trochoide, so kann man die Dichtleiste mit einem Kuppenradius von der Größe des Aequidistantenabstandes versehen, ohne daß die Leiste Bewegungen in der Nut ausführen muß. Die Gleichung der Trochoiden-Aequidistante im Abstande a lautet:

$$\begin{aligned} x &= E \cdot \cos\alpha + R \cdot \cos\frac{\alpha}{z} + a \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{z} + \varphi\right) \\ y &= E \cdot \sin\alpha + R \cdot \sin\frac{\alpha}{z} + a \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{z} + \varphi\right) \end{aligned} \tag{9}$$

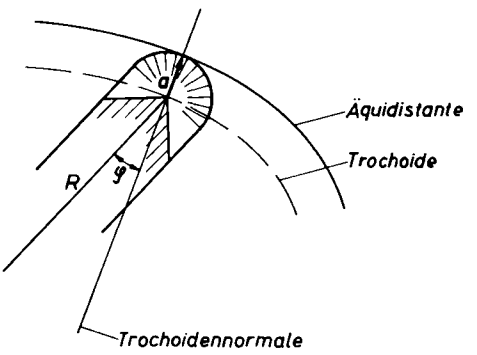


Bild 7. Dichtleiste und Aequidistante (Bild: Verfasser)

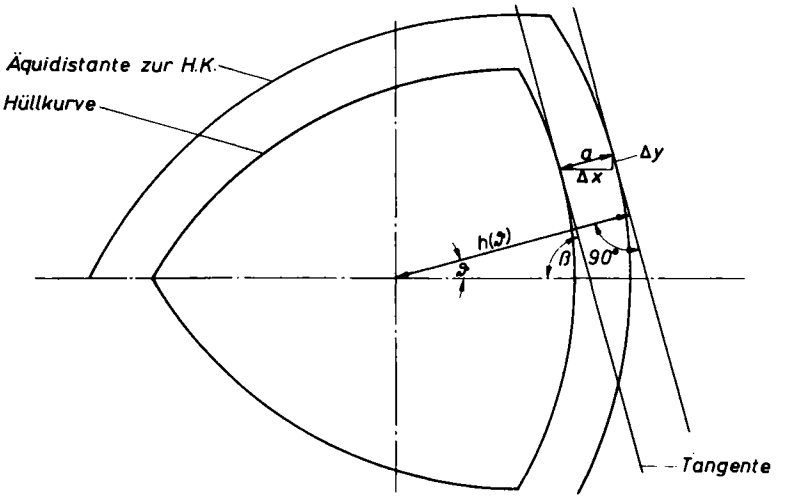


Bild 8. Kolbenform als Hubgesetz eines Flachstößels (Bild: Verfasser)

Wird das Motorgehäuse als Aequidistante zur Trochoide ausgebildet, so muß die Kolbenform ebenfalls als Aequidistante zur Hüllkurve ausgeführt werden. Ihre Gleichung in Karthesischen Koordinaten ist sehr unhandlich. Wesentlich einfacher ist es, den Kolben als Nocken zu betrachten und seine Form als Hubfunktion eines ebenen Flachstößels zu definieren. Diese Darstellung ist auch am zweckmäßigsten für die Herstellung einer Kopierschablone für den Kolben. Bild 8 zeigt die bestimmenden Größen ϑ (Nockenwinkel) und h (ϑ) (Stößelhub).

Es gilt:

$$\vartheta = \arcsin\left[\sin 2v \sqrt{1-\left(\frac{zE}{R}\right)^2 \cdot \sin^2 zv} - z\frac{E}{R}\sin zv \cdot \cos 2v\right] \tag{10}$$

$$h(\vartheta) = R \cdot \sqrt{1-\left(\frac{zE}{R}\right)^2 \cdot \sin^2 zv} - (2 \cdot E \cdot \cos zv - a)$$

Der Parameter v muß für die Bestimmung der Kolbenkontur Werte $0 \leqq v \leqq \frac{\pi}{2z}$ annehmen. Will man nicht die Aequidistante zur Hüllkurve, sondern diese selber bestimmen, so ist $a = 0$ zu setzen. Beim Kolben wird man a um einige Zehntel Millimeter kleiner als bei der Trochoide wählen, um ein Anstreifen des Kolbens an der Trochoide auf Grund von Fertigungstoleranzen, Lagerspielen und Wärmeverzügen zu vermeiden.

Die nach Bild 3 geforderte Bewegung des Kolbens auf einer Kreisbahn mit der Winkelgeschwindigkeit ω läßt sich am besten durch eine Exzenterwelle mit der Exzentrizität E erreichen. Die Drehung des Kolbens um seinen Mittelpunkt mit $\frac{\omega}{z}$ muß durch ein geeignetes Synchronisiergetriebe erzwungen werden. Seine einfachste Form ergibt sich nach Bild 9 aus dem Geschwindigkeitsplan: Mit der Trochoide

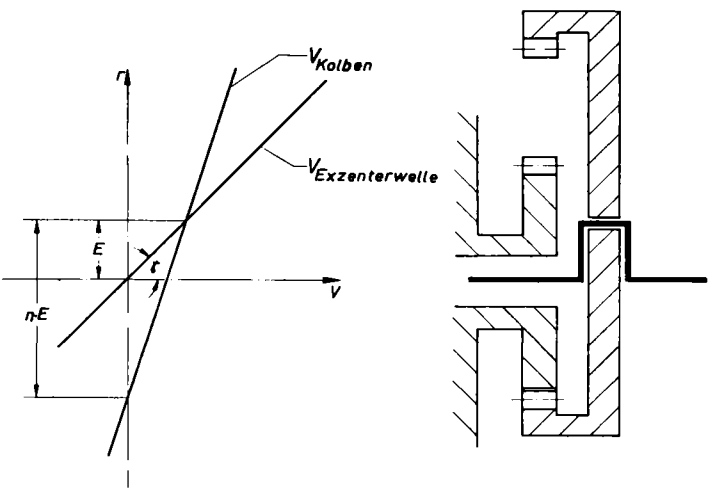


Bild 9. Schema des Synchronisiergetriebes (Bild: Verfasser)

fest verbunden ist ein außenverzahntes Rad (Ritzel) mit dem Teilkreisradius $r_T = (z - 1) \cdot E$. Es kämmt mit einem im Kolben befestigten innenverzahnten Rad (Hohlrad) mit dem Teilkreisradius $r_K = z \cdot E$. Im Falle des Wankelmotors ($z = +3$) gilt für die Durchmesser:

$$d = 2 \cdot r_T = 4 \cdot E$$
$$D = 2 \cdot r_K = 6 \cdot E \qquad (11)$$

Da die Exzenterwelle das Ritzel durchdringen muß, ist der Grundlagerdurchmesser beschränkt. Er muß kleiner als $4 \cdot E$ sein, praktisch läßt sich etwa $3{,}4 \cdot E$ ausführen. Mit der Wahl von E ist also gleichzeitig der mögliche Grundlagerdurchmesser d_G festgelegt. Wie Bild 10 zeigt, ist mit d_G auch der kleinstmögliche Exzenterdurchmesser mit $d_E \geqq d_G + 2E$ festgelegt. Das gleiche Bild zeigt auch den Abstand zwischen Kolbenflanke und Teilkreis des Hohlrades, es gilt:

$$b = R - E \cdot (2 + z) \tag{12}$$

also beim Wankelmotor

$$b = R - 5 \cdot E$$

Da zudem vom Verhältnis

$$\frac{R}{E} = K$$

gemäß Gleichung (15) bzw. (15b) das mögliche Verdichtungsverhältnis ε_{id} abhängt, ist eine sorgfältige Abstimmung der Größen E, R und B (letztere wegen Gaskraft und Wellendurchbiegung) erforderlich. Hinweise zur Wahl der Abmessungen s. Abschnitt 6.

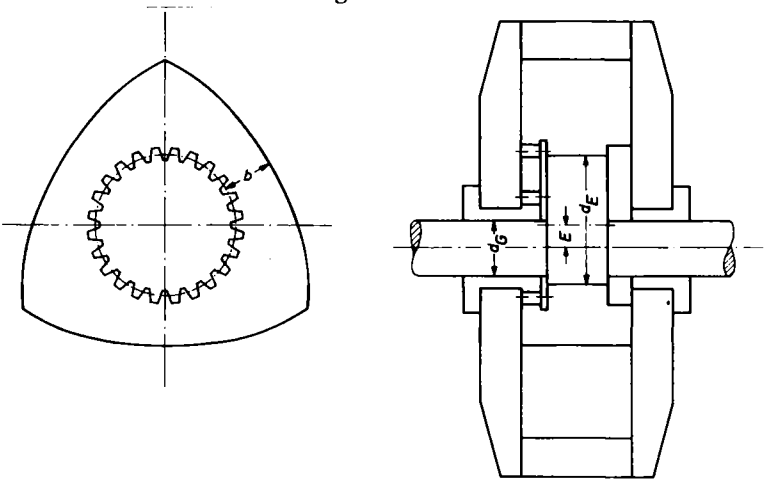


Bild 10. Abmessungen von Exzenterwelle und Kolben (Bild: Verfasser)

2 Hubvolumen und Verdichtungsverhältnis

Hubvolumen und Verdichtungsverhältnis sind bei Trochoidenmaschinen nicht so anschaulich zu bestimmen wie bei Hubkolbenmaschinen. Nach den Ableitungen [2, 3] ergibt sich das Arbeitsvolumen als Differenz zwischen Größt- und Kleinstvolumen einer Kammer aus

$$V_K = E \cdot R \cdot B \cdot \frac{4z}{z-1} \cdot \sin\frac{\pi}{z} \tag{13}$$

mit B als Breite der Trochoide. Für den Sonderfall des Wankelmotors (z = 3) ergibt sich:

$$V_K = 3 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot R \cdot B \approx 5{,}2 \cdot E \cdot R \cdot B \tag{13a}$$

Das Kammervolumen ändert sich vom Größtwert („unterer Totpunkt") zum Kleinstwert („oberer Totpunkt") rein sinusförmig nach dem Gesetz:

$$V_\alpha = \frac{V_K}{2}\left(1 + \cos\frac{z-1}{z}\alpha\right) + V_c \tag{14}$$

Dabei ist $\alpha = 0$ im unteren Totpunkt (Größtvolumen) gesetzt und V_c ist das Volumen des Kompressionsraumes im oberen Totpunkt (Kleinstvolumen).

Wird der Kolben einer Epitrochoidenmaschine als innere Hüllkurve zur Trochoide ausgebildet, so ergibt sich ein maximal mögliches Verdichtungsverhältnis, das als „idelles" Verdichtungsverhältnis bezeichnet wird. Es läßt sich nicht für alle Maschinen in einer Gleichung darstellen. Für Epitrochoiden mit innerer Hüllkurve als Kolben gilt:

$$\varepsilon_{id} = \frac{(z-2)\,E^2\frac{\pi}{z} + \frac{6ER}{z}\cos\varphi_{max} + \left(\frac{2}{z^2}R^2 + 4E^2\right)\bar{\varphi}_{max} + \frac{ER}{2}\cdot\frac{4z}{z-1}\sin\frac{\pi}{z}}{(z-2)\,E^2\frac{\pi}{z} + \frac{6ER}{z}\cos\varphi_{max} + \left(\frac{2}{z^2}R^2 + 4E^2\right)\bar{\varphi}_{max} - \frac{ER}{2}\cdot\frac{4z}{z-1}\sin\frac{\pi}{z}} \tag{15}$$

$\bar{\varphi}_{max}$ ergibt sich aus:

$$\bar{\varphi}_{max} = \arcsin\frac{z\cdot E}{R}$$

Für den Sonderfall des Wankelmotors mit $z = +3$ folgt:

$$\varepsilon_{id} = \frac{\frac{\pi}{3}E^2 + 2ER\cos\varphi_{max} + \left(\frac{2}{9}R^2 + 4E^2\right)\bar{\varphi}_{max} + \frac{3\cdot\sqrt{3}}{2}\cdot E\cdot R}{\frac{\pi}{3}E^2 + 2ER\cos\varphi_{max} + \left(\frac{2}{9}R^2 + 4E^2\right)\bar{\varphi}_{max} - \frac{3\cdot\sqrt{3}}{2}\cdot E\cdot R} \tag{15a}$$

Als Näherungsgleichung ist für den Wankelmotor geeignet:

$$\varepsilon_{id} = 2{,}6\frac{R}{E} \text{ für } 5 \leqq \frac{R}{E} \leqq 10 \tag{15b}$$

Der maximale Fehler von Gleichung 15b beträgt 2,5%. Im Bereich $6 \leqq \frac{R}{E} \leqq 8$, der für Motoren interessant ist, liegt der Fehler unter 0,5%.

Für andere Trochoidenmaschinen läßt sich das idelle Verdichtungsverhältnis nach [3] bestimmen.

3 Leistungsberechnung, Kinetik

Da der Arbeitsprozeß in abgeschlossenen, volumenveränderlichen Räumen durchgeführt wird, ist der thermodynamische Arbeitsprozeß im Prinzip der gleiche wie beim Hubkolbenmotor. Die Leistungsgleichung ergibt sich aus folgender Überlegung. Ein Einscheiben-Wankelmotor führt auf drei Exzenterwellenumdrehungen eine Kolbenumdrehung aus, gibt also aus drei Kammervolumen Arbeit ab. Bei einer Exzenterwellenumdrehung wird also aus einem Kammervolumen Arbeit abgegeben, das ist identisch mit der Arbeitsabgabe eines Einzylinder-Zweitakt-Motors, dessen Hubvolumen gleich dem Kammervolumen eines Wankelmotors ist und der den gleichen Mitteldruck p_{me} hat. Es kann daher die Leistungsgleichung eines Zweitaktmotors verwendet werden.

$$P = \frac{V_K \cdot p_{me} \cdot n}{600} \qquad \text{mit} \quad \begin{array}{ll} V_K & \text{in l} \\ p_{me} & \text{in bar} \\ n & \text{in U/min} \\ P & \text{in kW} \end{array} \tag{16}$$

Da der Wankelmotor aber im Viertakt-Verfahren arbeitet, sollte er besser mit einem Viertakt-Hubkolbenmotor verglichen werden. Zum Vergleich wäre also ein 2-Zylinder-Viertakt-Hubkolbenmotor heranzuziehen, dessen Zylinderhubvolumen gleich dem Kammervolumen des Wankel-Motors ist. Das führt zur Leistungsgleichung

$$P = \frac{2 \cdot V_K \cdot p_{me} \cdot n}{1200} \qquad \text{Einheiten wie in (16)} \tag{16a}$$

Da der Kolben des Wankelmotors ein regelmäßiges Bogendreieck ist, geht die Mittelsenkrechte der Verbindungslinie zweier Ecken immer durch den Kolbenmittelpunkt und damit auch durch den Exzentermittelpunkt. Die Resultierende der Gaskraft auf eine Kolbenflanke geht daher ebenfalls durch den Kolbenmittelpunkt, sie übt also auf den Kolben kein Drehmoment aus. Dieser ist nur mechanisches Übergangsglied zur Weiterleitung der Gaskraft an die Exzenterwelle. Daher ist auch das Synchronisiergetriebe theoretisch kräftefrei, wenn man von Druckdifferenzen innerhalb einer Kammer, von Reibkräften der Dichtelemente und von Massenkräften infolge Winkelgeschwindigkeitsänderungen (Ungleichförmigkeitsgrad) absieht.

Das von einer Kammer aufgenommene oder abgegebene Drehmoment ergibt sich aus Gaskraft und wirksamem Hebelarm dieser Kraft an der Exzenterwelle.

Wie Bild 11 zeigt, gilt für den wirksamen Hebelarm die Beziehung:

$$r = E \cdot \sin\left(\frac{z-1}{z} \cdot \alpha\right) \tag{17}$$

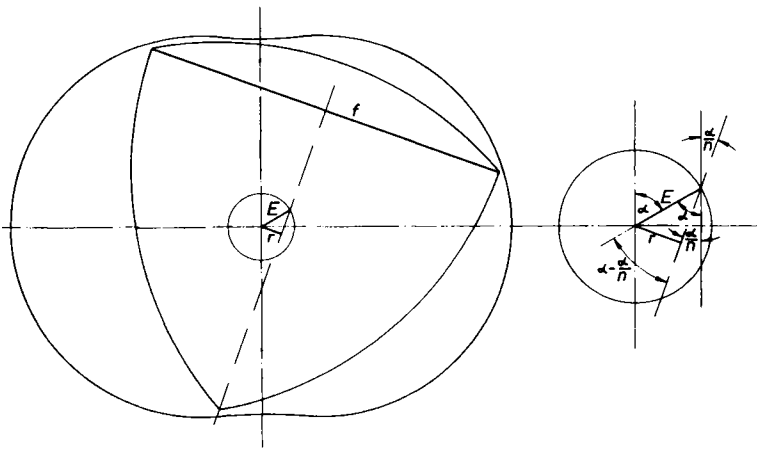


Bild 11. Drehmoment an der Exzenterwelle (Bild: Verfasser)

Mit der Kolbenfläche

$$A_K = 2 \cdot B \cdot R \sin \frac{\pi}{z} \tag{18}$$

ergibt sich daraus mit dem Gasdruck $p = f(\alpha)$

$$M_D = p \cdot A_K \cdot r = p \cdot B \cdot R \cdot 2 \sin \frac{\pi}{z} \cdot E \cdot \sin\left(\frac{z-1}{z}\right) \cdot \alpha \tag{19}$$

und führt man sinngemäß wie beim Hubkolbenmotor die Tangentialkraft als Umfangskraft am Exzentermittelpunkt ein mit $T = \frac{M_D}{r}$ so folgt:

$$T = p \cdot B \cdot R \cdot 2 \cdot \sin \frac{\pi}{z} \cdot \sin\left(\frac{z-1}{z} \cdot \alpha\right) \tag{20}$$

oder für den Wankelmotor mit $z = +3$

$$T = \sqrt{3} \cdot p \cdot B \cdot R \cdot \sin \frac{2}{3} \alpha \tag{20a}$$

Im Gegensatz zum Hubkolbenmotor treten keine Drehmomente aus oszillierenden Massenkräften auf, da die rein rotierenden Massen des Wankelmotors voll auszugleichen sind. Die Drehmomente bzw. Tangentialkräfte der einzelnen Kammern müssen phasenrichtig addiert werden. Zweckmäßigerweise bestimmt man die Tangentialkraft einer Kammer über 1080° Exzenterwinkel und bestimmt T_{ges} nach:

$$T_{ges} = T_\alpha + T_{360+\alpha} + T_{720+\alpha} \tag{21}$$

4 Bauteile

41 Mantel (Trochoidengehäuse)

Die Konstruktion des Mantels wird weitgehend durch das Gaswechselsystem bestimmt. Während der Auslaßkanal aus Gründen der thermischen Beanspruchung immer als Umfangsauslaß (Kanal im Mantel) ausgebildet wird, gibt es für den Einlaßkanal grundsätzlich zwei Möglichkeiten:

a) Umfangseinlaß (Bild 12) mit Kanal im Mantel.

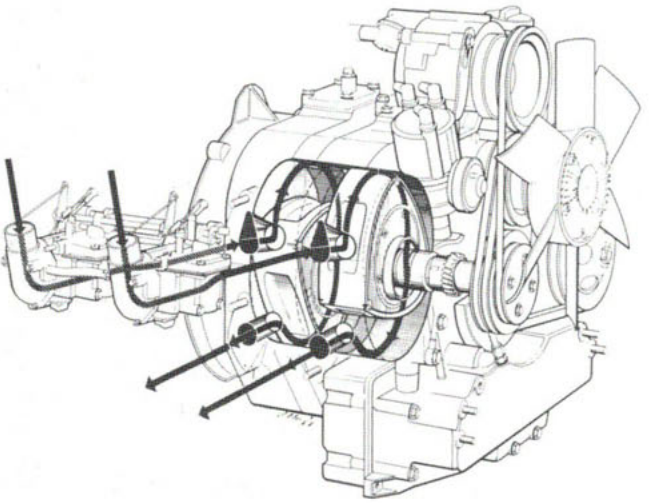


Bild 12. Umfangseinlaß (Bild: Audi-Nsu AG, Neckarsulm)

Vorteile: Kurze, gerade Kanäle, hoher Liefergrad auch bei hohen Drehzahlen ($\lambda_L \approx 1$). Günstige Abstimmung des Einlaßsystems für dynamische Aufladung, bei bestimmten Drehzahlen Liefergrade > 1. Einfache Anschlußmöglichkeit für Saugrohre und Vergaser.
Nachteile: Große Steuerzeitüberschneidung zwischen Einlaß und Auslaß, daher schlechteres Leerlauf- und Teillastverhalten. Weniger Wahlfreiheit für die Steuerzeiten. Schlechterer Liefergrad bei niedrigen Drehzahlen.

b) Seiteneinlaß (Bild 13) mit Einlaßkanal in einem oder beiden Seitenteilen.
Vorteile: Größere Freiheit in der Wahl der Steuerzeiten, jedoch relativ später Einlaßbeginn, meistens erst nach Gaswechsel – OT. Kleine Überschneidung zwischen Auslaß und Einlaß, daher gutes Leerlauf- und Teillastverhalten.

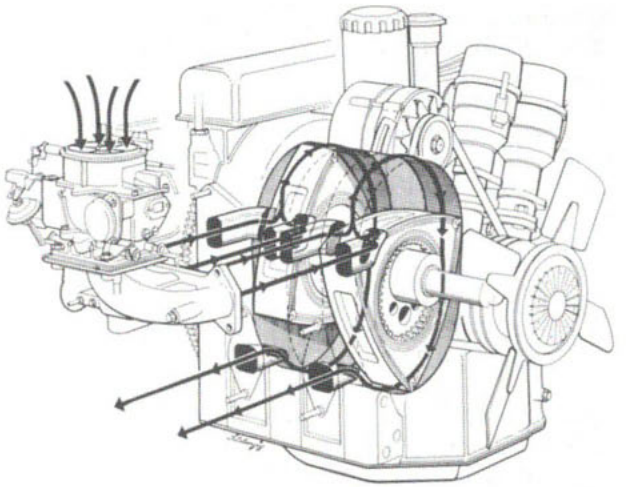


Bild 13. Seiteneinlaß (Bild: Audi-NSU AG, Neckarsulm)

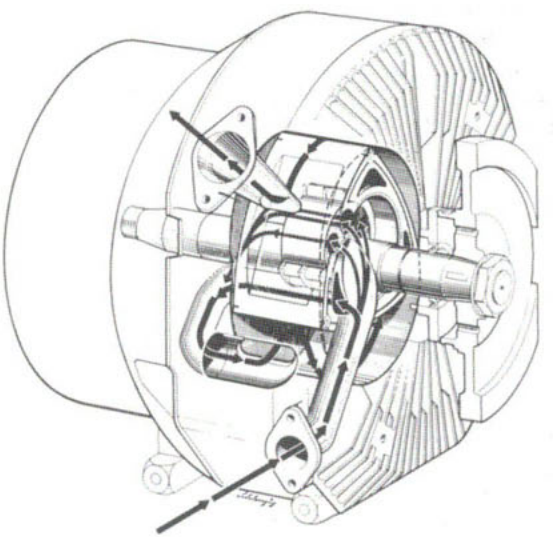


Bild 14. Seiteneinlaß bei gemischgekühltem Kolben (Bild: Audi-NSU AG, Neckarsulm)

Nachteile: Mehr Umlenkungen des Gasstromes, daher schlechterer Liefergrad $\lambda_L \approx 0{,}8-0{,}9$.

Bei Motoren mit luftgekühltem Mantel wird ein gemischgekühlter Kolben verwendet. Die Ladung wird zunächst durch den Kolben

gesaugt und tritt dann durch einen Überströmschlitz im Seitenteil oder über einen Kanal der im Mantel mündet (Bild 14) in die saugende Kammer ein.

Vorteile: Kein Kühlöl für den Kolben erforderlich. Bei Verwendung von Benzin-Öl-Gemisch ist Rollenlagerung von Exzenterwelle und Kolben möglich. Einfacher Aufbau des gesamten Motors.

Nachteile: Infolge zahlreicher Umlenkungen des Gasstroms und Aufheizung der Ladung im Kolben niedrigere Liefergrade. $\lambda_L \approx 0{,}6$ bei Drehzahlen um 3000 U/min. Bei höheren Drehzahlen noch schlechter.

Kühlung des Mantels durch Wasser oder Luft ist möglich. Dabei muß auf die Verteilung des Wärmeanfalls entlang der Trochoide Rücksicht genommen werden. Die den Gaswechselkanälen gegenüberliegende, die Zündkerze tragende Seite der Trochoide erlebt nur die heißen Abschnitte des Arbeitsprozesses (Ende der Kompression, Zündung, Beginn der Expansion). Daraus ergibt sich der in Bild 15 dargestellte Wärmeanfall an die Wand. Im Bereich des „heißen Bogens", vor allem im Bereich der Zündkerze, muß hohe Wassergeschwindigkeit vorhanden sein. Die Kühlwasserführung kann in Umfangsrichtung der Trochoide erfolgen, dabei sind keine oder nur wenige Wasserübertritte zwischen Mantel und Seitenteilen erforderlich, die mit Rundschnurringen leicht abzudichten sind. Eine zweite Möglichkeit ist eine Wasserführung parallel zur Achse der Exzenterwelle von einem Seitenteil durch den Mantel zum zweiten Seitenteil und bei Mehrläufermotoren weiter bis zum Endseitenteil. Dabei ist es leichter möglich, die Wassermenge dem Wärmeanfall anzupassen, es sind

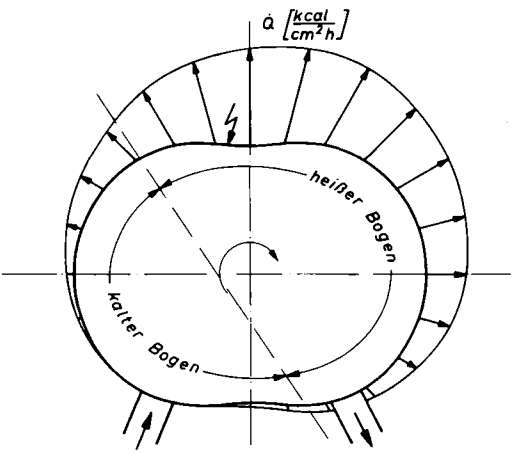


Bild 15. Wärmebelastung der Trochoide (Bild: Verfasser)

jedoch Wasserdichtungen (Rundschnurringe) entlang der Trochoide und am Außenumfang des Mantels erforderlich. Bei luftgekühlten Gehäusen kann die Luftführung sinngemäß in Umfangsrichtung oder in achsparalleler Richtung erfolgen. Erstere dürfte immer mechanisch bearbeitete Rippen am Mantel erfordern, während letztere auch mit gegossenen Rippen realisierbar ist. Im heißen Bogen ist die Rippenteilung so eng wie möglich zu machen.

Wegen der hohen Wärmestromdichte sind als Werkstoffe für den Mantel nur Aluminiumlegierungen geeignet, vor allem von der Art des Silumin γ, evtl. mit etwas variierter Analyse. Wegen des Festigkeitsabfalls bei höheren Temperaturen muß die Kühlung so angelegt werden, daß an den heißesten Stellen, vor allem in der Nähe der Zündkerze, 220° C nicht überschritten werden. Niedrigere Temperaturen sind von Vorteil.

Da Silumin γ als Lauffläche für die Dichtleisten nicht geeignet ist, muß eine Laufbahnbeschichtung aufgebracht werden. Ihre Art richtet sich nach dem Dichtleistenwerkstoff. Zur Zeit haben sich zwei Paarungen bewährt. Audi-NSU verwendet eine galvanisch aufgebrachte Nickelschicht, die Einlagerungen von Siliciumcarbid mit genau definierter Korngröße enthält (Elnisil-Schicht). Die Schichtdicke muß nach der Schleifbearbeitung etwa 0,3 mm betragen, um die nötige mechanische Festigkeit zu gewährleisten. Gegen diese Schicht läuft eine aus Eisen-Titancarbid gesinterte Dichtleiste. Das Verschleißverhalten ist auch bei ungünstigen Betriebsbedingungen (Kaltstart, Kurzstreckenbetrieb) ausgezeichnet. Die japanische Firma Toyo-Kogyo (Hiroshima) stellt die Mäntel ihrer Motoren nach dem weiterentwickelten „Transplant-Verfahren" von Doehler Jarvis her. Auf einen wiederverwendbaren Stahlkern in Form der Trochoide wird Stahl aufgespritzt, der anschließend im Druckgußverfahren mit Aluminium zum Mantel umgossen wird. Nach Ziehen des Stahlkernes entsteht eine so exakte Trochoide, daß eine Maßverchromung von wenigen Hundertstel Millimeter aufgebracht werden kann, die keine weitere Nachbearbeitung benötigt. Gegen diese Laufbahn laufen Dichtleisten aus aluminiumimprägnierter Kunstkohle. Auch bei dieser Laufpaarung ist das Verschleißverhalten ausgezeichnet.

42 Seitenteile

Da der Wärmeanfall hier wesentlich geringer ist, kann Grauguß verwendet werden. Um Verschleiß an der Dichtstreifenlaufbahn im Bereich der kurzen Achse zu vermeiden, hat sich Aufspritzen von Molybdän oder Härten der Seitenteile bewährt. Auch übereutektische Aluminium-Silizium-Legierungen mit etwa 21% Si haben sich, zumindest bei niedriger belasteten Motoren, bewährt (Fichtel & Sachs).

Unabhängig vom Werkstoff ist auf formstabile Konstruktion zu achten. Abweichungen von der Planheit führen zu Gas- und Öldurchlässigkeit in den Brennraum (Ölverbrauch), vor allem, wenn Öldichtungen zwischen Kolben und Seitenteil verwendet werden (s. 46). Bei Motoren mit Seiteneinlaß müssen die Einlaßkanäle durch die Seitenteile geführt werden, im allgemeinen müssen dafür die Seitenteile breiter werden als bei Umfangseinlaßmaschinen (Baulänge).

Die Verbindung von Seitenteilen und Mänteln kann durch Zugankerschrauben erfolgen, auch bei Motoren mit bis zu vier Scheiben (Bild 30). Beim Entwurf ist darauf zu achten, daß bei ausreichender Flächenpressung zwischen Mantel und Seitenteilen (Dichtheit) die Ausdehnungsmöglichkeit für die Leichtmetall-Mäntel nicht zu stark behindert wird, um plastische Verformungen zu vermeiden. Da lange Zuganker zu Biegeschwingungen neigen, ist es zweckmäßig, sie etwa in der Mitte durch einen Einpaß zu fassen, um Biegedauerbrüche zu vermeiden.

43 Kolben

Die Kolben von Wankel-Motoren werden z. Z. durchweg aus Temperguß hergestellt. Ihre Außenkontur in Form der Hüllkurve bzw. ihrer Aequidistanten wird kopiergefräst, bei guten Abgüssen kann auf eine Bearbeitung der Brennraummulde verzichtet werden. Die Nuten zur Aufnahme des Dichtsystems werden gefräst (Dichtleistennut) oder gedreht (Dichtstreifennut). Um die Dichtstreifennuten mehrerer Kolben gemeinsam bearbeiten zu können, ist darauf zu achten, daß die Radiusmittelpunkte der Nuten außerhalb des Kolbens liegen.

Zur Kühlung, vor allem im Bereich der Dichtleisten, wird Öl verwendet. Die aus dem Kolbenlager auf dem Exzenter austretende Ölmenge reicht im allgemeinen zur Kühlung nicht aus. Es sind zusätzliche Spritzbohrungen in der Exzenterwelle erforderlich. Die Ölabfuhr aus dem Kolben gelingt durch Ausnutzung der Massenkräfte gemäß Bild 6. Durch Querrippen im Kolbeninnern wird dem Öl die Bewegung des Kolbens aufgezwungen, es erfährt dadurch abschnittsweise nach innen (zum Exzenter hin) gerichtete Massenkräfte. Durch Ablaufkanäle kann das Öl zur Maschinenmitte und dann axial über die Synchronisierverzahnung zu den Seitenteilen geführt werden. Durch geeignete Ausbildung der Verrippung im Kolbeninneren gelingt es, die Ölfüllung des Kolbens sehr klein zu halten und dabei einen hohen Öldurchsatz, also gute Kühlwirkung bei geringer Temperaturerhöhung des Kühlöls, zu erreichen.

Da Temperguß als Werkstoff für das Hohlrad des Synchronisiergetriebes nicht geeignet ist, muß dieses aus Stahl gefertigt und im Kolben befestigt werden. Im Motor NSU RO 80 wird das Hohlrad

mit Schrauben befestigt. Eine interessantere Lösung fand die Firma Toyo Kogyo in einer Befestigung mit Schwerspannstiften, die sich durchaus bewährt hat (Bild 28).

44 Exzenterwelle

Als Werkstoffe für Exzenterwellen sind die gleichen Stähle wie für Kurbelwellen geeignet. Die Grundlagerzapfen und die Laufbahn des Exzenters sind zu härten.

Verglichen mit Kurbelwellen von Hubkolbenmotoren sind Exzenterwellen recht dreh- und biegefest. Es ist daher ohne weiteres möglich, auch Zwei-Scheiben-Motoren, wie etwa den RO-80-Motor, mit zwei Grundlagern auszuführen, also ohne Lagerung im Zwischenteil zwischen den beiden Mänteln. Bei Drei- oder Vier-Scheiben-Motoren kann auf Lager zwischen den Mänteln nicht verzichtet werden. Dies stellt eine erhebliche Komplikation dar, denn es macht geteilte Ritzel des Synchronisiergetriebes oder eine geteilte Exzenterwelle erforderlich. Da sich Leistungen von 150 bis 200 kW mit Zwei-Scheiben-Motoren erreichen lassen, besteht für normale Gebrauchs-PKW's kaum Bedürfnis nach höherer Scheibenzahl.

Die Auslegung der Schmierbohrungen, vor allem der für die Schmierung des Exzenterlagers, erfordert große Sorgfalt. Es ist dringend zu empfehlen, die Lagerbelastung und die sich daraus ergebende Verlagerungsbahn des Kolbens nach der Theorie für instationär belastete Gleitlager zu berechnen, wobei verschiedene Drehzahl- und Belastungsverhältnisse zu berücksichtigen sind. Aus dieser Berechnung ergibt sich die günstigste Lage der Ölaustrittsbohrungen am Exzenter. Allgemeine Regeln lassen sich kaum angeben, da Druckverlauf, Drehzahl und Maße des Kolbens entscheidenden Einfluß haben.

45 Gasdichtungssystem

Das Gasdichtungssystem (Bild 16) besteht aus in Nuten an den Scheitelkanten des Kolbens angeordneten Dichtleisten, den kreisbogenförmigen Dichtstreifen an den Kolbenseiten und den Dichtbolzen als Verbindungsglieder zwischen Dichtstreifen und Dichtleisten. Das Prinzip der Abdichtung (Bild 17) ist das gleiche wie bei den Kolbenringen der Hubkolbenmotoren. Durch den auf einer Seite der Dichtleiste höheren Druck wird diese an die Nutflanke angedrückt. Gleichzeitig gelangt der Gasdruck in den Nutgrund und legt die Dichtleiste an die Trochoide an. Bei steilem Druckanstieg während der Verbrennung kann evtl. infolge der Drosselwirkung des Spaltes der Druckaufbau im Nutgrund verzögert erfolgen, was zu einem Abheben der Dichtleiste von der Trochoide führen kann. Bei Rückblasen von Gasen aus der

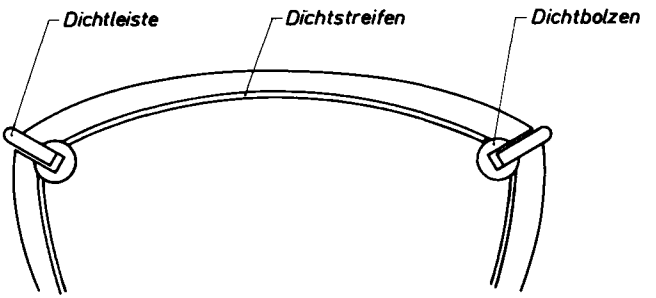


Bild 16. Gasdichtungssystem (Bild: Verfasser)

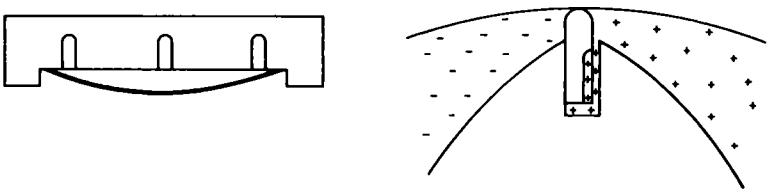


Bild 17. Wirkungsprinzip der Gasdichtung (Bild: Verfasser)

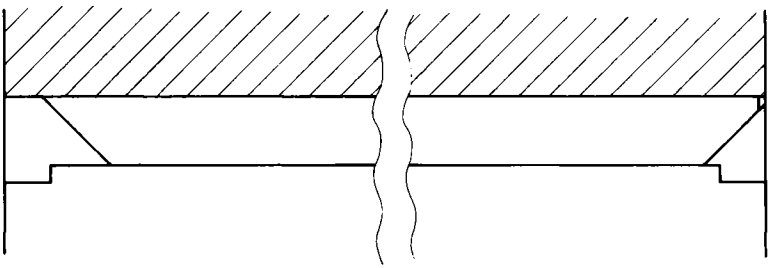


Bild 18. mehrteilige Dichtleisten (Bild: Verfasser)

verbrennenden in die ansaugende Kammer tritt starker Liefergradabfall und damit Leistungsverlust auf. Abhilfe können hier Nuten in der vorlaufenden Seite der Dichtleiste schaffen, die den Gaszutritt zum Nutgrund verbessern.

Dichtleisten können einteilig ausgebildet werden, wie bei den Motoren von Toyo-Kogyo. Audi-NSU verwendet dreiteilige Dichtleisten, die bei geeigneter Lage der Fertigungstoleranzen gute Anlage an den Seitenteilen und damit bessere Dichtheit ergeben. Die Leistenteilung kann gemäß der rechten oder der linken Hälfte von Bild 18 ausgeführt werden, beide Lösungen sind praktisch gleichwertig.

Die Werkstoffauswahl für die Dichtleisten muß immer unter Berücksichtigung des Laufflächenwerkstoffs getroffen werden. Ungeeignete Paarungen führen zur Bildung von Rattermarken auf der Trochoide, die zur schnellen Zerstörung des Motors führen. Die Mechanik der Rattermarkenbildung ist bis heute nicht geklärt, man ist auf Versuche angewiesen, um geeignete Paarungen zu finden. Bewährt haben sich bisher vor allem die in Abschnitt 41 genannten Kombinationen. Unter den Dichtleisten werden Federn angeordnet, um beim Start eine sichere Anlage der Dichtleisten an der Trochoide zu gewährleisten. Nach dem Zünden wären sie eigentlich nicht mehr erforderlich. Infolge der recht hohen thermischen Beanspruchung sind nur hochwarmfeste Werkstoffe geeignet.

Die seitliche Abdichtung erfolgt durch im Querschnitt rechteckige, kreisbogenförmige Dichtstreifen. Da sie mechanisch und thermisch wesentlich niedriger belastet sind als die Dichtleisten, genügt ein normaler Kolbenringwerkstoff auch bei hochbelasteten Motoren. Die radiale Dicke der Dichtstreifen sollte 1,5 mm nicht übersteigen, da sie sonst zu steif sind und durch den Gasdruck nicht gut an die untere Nutflanke angelegt werden. Wegen der unvermeidlichen Wärmedehnung müssen die Dichtstreifen ein gewisses Längsspiel zwischen den Dichtbolzen haben. Die dadurch verursachte Leckage läßt sich verringern, wenn zwei Dichtstreifen für jede Kolbenflanke vorgesehen werden. Der Gewinn ist jedoch nicht groß, insbesondere ist keine Verbesserung der Leistung zu erwarten. Auch die Dichtstreifen werden durch Federn, hier Wellfedern, an die Seitenteile angelegt.

Der Dichtbolzen stellt die Verbindung zwischen Dichtleisten und Dichtstreifen her. Seine Aufgabe ist es, den Nutgrund der Dichtleisten und der Dichtstreifen abzudichten, damit sich der zum Anpressen der Dichtungen erforderliche Nutgrunddruck aufbauen kann. Als Werkstoff ist wie bei den Dichtstreifen ein normales Kolbenring-Gußeisen geeignet. Auch die Dichtbolzen werden durch Federn an die Seitenteile angelegt.

46 Öldichtung

Das aus den Grundlagern und aus dem Exzenterlager austretende Öl muß vom Brennraum ferngehalten werden. Die dazu erforderliche Öldichtung kann entweder axial spannend zwischen Kolben und Seitenteilen oder radial spannend zwischen Kolben und Exzenterwelle bzw. zwischen Exzenterwelle und Seitenteil angeordnet werden. Bild 19 zeigt eine axial spannende Öldichtung, wie sie von Toyo Kogyo mit Erfolg eingesetzt wird. Zwei geschlossene, konzentrische Ringe mit nach innen gerichteter Abstreifkante werden durch Federn an das Seitenteil angelegt. Um Öldurchtritt um die Rückseite der Ringe herum

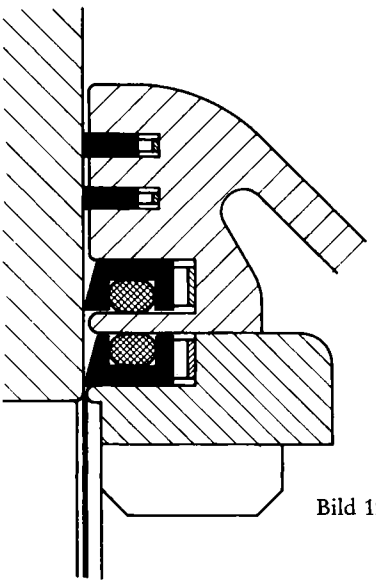


Bild 19. axiale Öldichtung (Bild: Verfasser)

zu verhindern, sind Rundgummiringe in die Nuten der Abstreifringe eingelegt. Wegen der für gummielastische Werkstoffe hohen thermischen Belastung müssen hochwarmfeste Gummiqualitäten verwendet werden. Axial spannende Dichtungen stellen hohe Ansprüche an die Ebenheit der Seitenteile, vor allem auch im Betrieb. Verschleiß an der Abstreifkante führt zu starkem Ölverbrauch. Toyo Kogyo verwendet daher hartverchromte Abstreifkanten an den Ringen. Der Vorteil von axialen Öldichtungen gegenüber den nachstehend beschriebenen radialen Dichtungen liegt in der einfacheren Montage und der Möglichkeit, sie auch bei Drei- und Mehr-Scheiben-Maschinen ohne konstruktiven Aufwand anwenden zu können.

Bild 20 zeigt eine Ausführungsform von radial spannenden Öldichtungen. Mit der Exzenterwelle ist eine „Schleuderscheibe" fest verbunden, die an ihrem Außenumfang eine Nut enthält. In dieser Nut sitzen zwei Kolbenringe mit um 180° versetzten Stoßstellen, die nach außen gegen eine zylindrische Bohrung des Kolbens spannen. In der Nut einer halsartigen Verlängerung der Schleuderscheibe ist ein weiterer Kolbenring angeordnet, der gegen eine Bohrung im Seitenteil spannt. Die Anlage der Kolbenringe gegen die Nutflanken wird durch den Druck der an den Dichtstreifen vorbeileckenden Gase erreicht. Um den „Zwischendichtungsdruck" in Grenzen zu halten, ist ein Druckhalteventil vorgesehen, das auf etwa 0,2 bar eingestellt ist. Vom Ventil abgesteuertes Gas wird zum Ansaugsystem zurückgeführt. Die

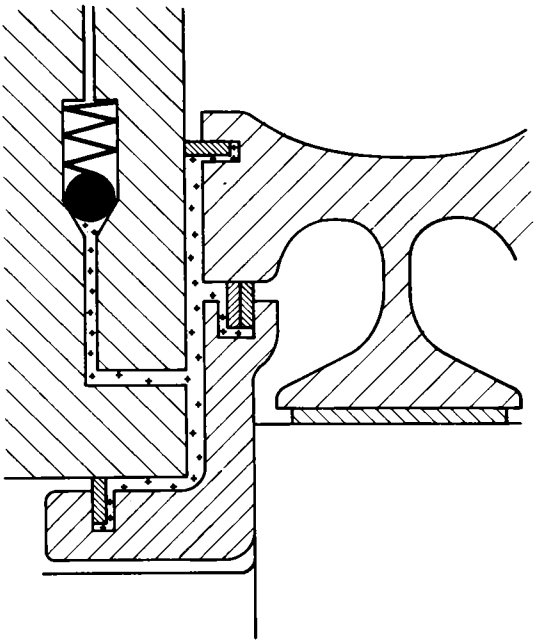


Bild 20. radiale Öldichtung mit Kolbenringen (Bild: Verfasser)

doppelten Kolbenringe im Kolben sind erforderlich, da die Kolbenringe unter der Wirkung der Fliehkräfte (Bild 6) bei einer bestimmten Drehzahl „einfallen". Hebt ein Ring ab, so verhindert der dahinter liegende Rücken des zweiten Rings eine Leckage. Die Dichtwirkung dieser Anordnung ist hervorragend, Ölleckagen zum Brennraum werden völlig verhindert. Als Vorteil ist die rein metallische Dichtung zu werten, die keinerlei Temperaturproblem aufweist. Außerdem werden die Leckgase direkt, also ohne mit der Ölfüllung des Motors in Berührung zu kommen, abgeführt, was es ermöglicht, auf einen Ölwechsel zu verzichten. Das zur Schmierung der Dichtleisten und -streifen erforderliche Öl wird durch eine Dosierpumpe der Ölwanne entnommen und dem Kraftstoff vor der Benzinpumpe zugemischt. Nur diese Verbrauchsmenge – etwa 0,1 l/100 km – muß nachgefüllt werden. Die Ebenheit der Seitenteile spielt für die Öldichtung keine Rolle. Als Nachteile der Kolbenringdichtung sind zu nennen:

Die Anwendung ist ohne großen konstruktiven Aufwand nur bei Ein- und Zwei-Scheiben-Motoren möglich. Bei Seiteneinlaßmaschinen ist sie nicht anwendbar, da ein Zwischendichtungsdruck wegen der Einlaßöffnungen nicht aufzubauen ist.

5 Thermodynamik des Wankelmotors

Der Wankelmotor ist eine echte Kolbenmaschine, da der Arbeitsprozeß in volumenveränderlichen Räumen durchgeführt wird. Daher gelten grundsätzlich die gleichen thermodynamischen Gesetze wie bei Hubkolbenmotoren. Infolge der besonderen Brennraumform und -bewegung treten jedoch einige charakteristische Unterschiede im Verbrennungsablauf gegenüber dem Hubkolbenmotor auf.

Im OT-Bereich besteht der Brennraum aus zwei Sichelräumen, die durch die Mulde im Kolben miteinander verbunden sind (Bild 21).

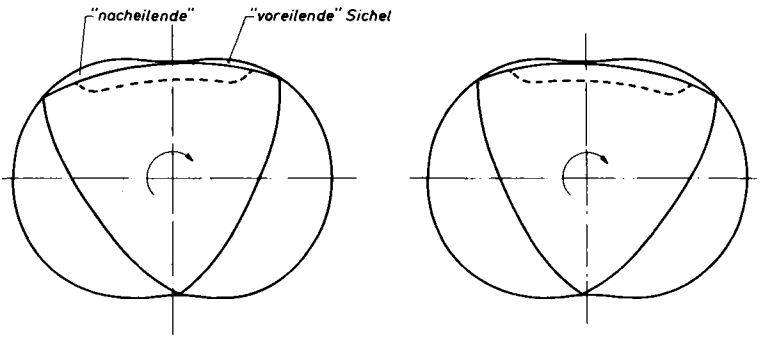


Bild 21. Brennraumform (Bild: Verfasser)

Bei der Drehung des Kolbens verkleinert sich die „nacheilende Sichel", während sich die „voreilende Sichel" vergrößert. Daher muß auch, wenn keine Verbrennung stattfindet, eine „Quetsch-Strömung" von der nacheilenden Sichel in die voreilende stattfinden. Ihre Größe ist von der Kolbenform (Mulde), der Drehzahl und der Kolbenstellung (° Exzenterwinkel) abhängig, eine genaue Berechnung ist zur Zeit noch nicht möglich. Von Curtiss-Wright wurde eine Näherungslösung entwickelt, die von der Voraussetzung ausgeht, daß sich Druckunterschiede im Brennraum sofort ausgleichen. Nach dieser Näherungsrechnung ergibt sich für den NSU-RO-80-Motor die in Bild 22 dargestellte Geschwindigkeitsverteilung bei OT-Stellung des Kolbens und 6000 U/min der Exzenterwelle. Die Geschwindigkeit der Quetschströmung liegt also erheblich über der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme in der Ladung, die etwa wie beim Hubkolbenmotor 20 bis 30 m/s betragen dürfte. Die Flammenfront dringt daher nur in Drehrichtung des Kolbens in den Brennraum vor. Dieses Verhalten der Flammenfront wurde durch Messungen mit Ionisationssonden sowie durch Filmaufnahmen an einem Motor mit Seitenteil aus Pyrex-Glas bestätigt. Mit Ionisationssonden wurden bei 6000 U/min in der Umgebung des oberen Totpunktes auf der kurzen Achse der Trochoide

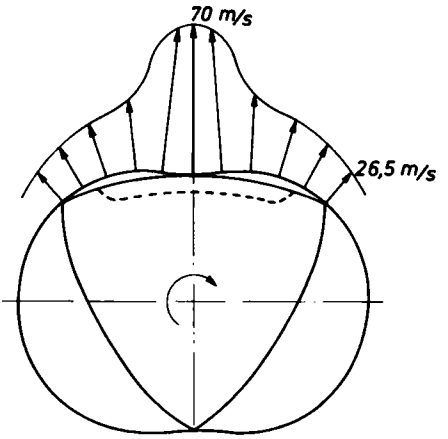


Bild 22. Größe der „Quetschströmung" (Bild: Verfasser)

Geschwindigkeiten der Flammenfront von 100 m/s gemessen. Dies stellt recht gut die Summe aus Quetschgeschwindigkeit und Flammenausbreitungsgeschwindigkeit in der Ladung dar. Bei niedrigeren Drehzahlen sinkt die Flammengeschwindigkeit ziemlich genau linear mit der Drehzahl.

Um die Ladung möglichst schnell durchzubrennen, muß die Zündkerze über der nacheilenden Sichel, also in Drehrichtung vor der kurzen Achse liegen. Außerdem sollte die Kerze im Augenblick der Zündung über der Kolbenmulde stehen, um möglichst frühzeitig ein großes Volumen zu entzünden. Diese Forderung läßt sich mit den üblichen Vorzündungswinkeln gut mit einer mittig im Kolben („symmetrisch") angeordneten Mulde oder mit einer „nacheilenden" Mulde (versetzt in Richtung der nacheilenden Dichtleiste) erfüllen. Eine „voreilende" Mulde ist nur möglich mit einer Kerze hinter der kurzen Achse der Trochoide, wegen der sonst schleppenden Verbrennung ist eine zweite Kerze vor der kurzen Achse erforderlich. Diese Doppelzündung ist auch bei symmetrischer Mulde vorteilhaft, da die Durchbrennzeit verkürzt wird. Vorteile im Brennstoffverbrauch treten vor allem bei Teillast auf. Ein schwerwiegender Nachteil der Kerze hinter der kurzen Achse ist die Tatsache, daß sich die Kerze an einer Stelle der Trochoide befindet, die ohnehin thermisch am höchsten beansprucht ist. Hier ist besondere Sorgfalt bei der Kühlung erforderlich, um Überhitzungen des Mantels zu vermeiden. NSU verwendete darum bei den Doppelzündungsmotoren besondere Kerzeneinsätze aus Kupfer-Nickel-Legierungen, die bis zur Trochoidenlaufbahn reichten und mit der Trochoide bearbeitet wurden.

6 Hinweise zur Motorauslegung

Aus der Leistungsgleichung [16] läßt sich das erforderliche Kammervolumen V_K mit folgenden Erfahrungswerten bestimmen. Bei Drehzahlen von 6000 bis 7000 U/min kann man bei Umfangseinlaßmotoren mit mittleren effektiven Drücken von 9–11 bar rechnen, bei Seiteneinlaßmotoren mit Werten von 7–9 bar. Maschinen mit gemischtgekühlten Kolben erreichen nur mittlere Drücke von 5–6 bar und dies auch nur bei Drehzahlen von etwa 3000 U/min. Bei höheren Drehzahlen fallen die Mitteldrücke weiter ab. Als Faustregel kann bei Umfangs- und Seiteneinlaß damit gerechnet werden, daß sich aus 100 cm³ Kammervolumen etwa 7 kW erzielen lassen, bei Drehzahlen von 6000–7000 U/min.

Nach Bestimmung des Kammervolumens ist der K-Faktor $K = R/E$ zu wählen. Die mindestens erforderliche Größe ergibt sich aus dem erforderlichen idellen Verdichtungsverhältnis ε_{id}. Um eine ausreichend große Kolbenmulde vorsehen zu können, sollte man $\varepsilon_{id} = 2 \cdot \varepsilon_{tatsächlich}$ wählen. Für $\varepsilon = 8$ ergibt sich daraus $K_{min} = 6{,}15$, für $\varepsilon = 9$ folgt $K_{min} = 6{,}9$. Das zweite Kriterium für den K-Faktor ist ein ausreichender Platz auf den Seiten des Kolbens, um Gas- und Öldichtungen unterbringen zu können. Nach Bild 10 beträgt der kleinste Abstand von der Kolbenflanke zum Teilkreis des Hohlrades $b = R - 5E$. Als Minimum zur Unterbringung von einem Dichtstreifen, einer Öldichtung und der Nabe des Hohlrades dürften etwa 15 mm anzusehen sein. Damit und mit $K_{min} = \frac{R}{E}$ ist E festgelegt. E ist so zu wählen, daß sich für das Ritzel des Synchronisiergetriebes mit dem Teilkreisdurchmesser 4E eine gerade Zähnezahl ergibt. Aus dem Kammervolumen, dem gewählten E und aus K_{min} folgt nach Gleichung (13) die Trochoidenbreite B. Da mit E auch der mögliche Grundlagerdurchmesser in engen Grenzen festliegt, ist an dieser Stelle sofort eine Nachrechnung der Exzenterwelle auf Beanspruchung und Durchbiegung (Achsabstandsänderung des Synchronisiergetriebes) durchzuführen. Überschreitet einer dieser Werte die zulässigen Grenzen, so ist B zu verkleinern unter entsprechender Vergrößerung von E und R. K_{min} sollte tunlichst erhalten bleiben (also nicht größer gemacht werden), um eine möglichst kompakte Maschine zu erhalten. Erfahrungsgemäß ergeben sich bei Trochoidenbreiten $B = 4E$ bis $5E$ insgesamt günstige Verhältnisse. Bei Mehr-Scheiben-Motoren kann es evtl. günstig sein, die Breite B weiter zu verringern, um kurze und steife Exzenterwellen zu erhalten.

7 Ausgeführte Motoren

71 NSU-Spider

Der erste in Serie gebaute NSU-Wankel-Kreiskolbenmotor war der des NSU-Spiders (Serienbeginn Herbst 1964). Die Bilder 23 und 24 zeigen den Längs- und Querschnitt dieses Motors. Die Hauptabmessungen waren: E = 14 mm, R = 100 mm, a = 2 mm, B = 67 mm, das Kammervolumen ergab sich daraus zu V_K = 497 cm³. Der Motor war als wassergekühlter Einscheiben-Motor mit ölgekühltem Kolben konzipiert. Es wurde ein Umfangseinlaß vorgesehen, der zur Verbesserung des Teillastverhaltens in zwei Kanäle aufgeteilt war, die von einem Registervergaser versorgt wurden. Ebenfalls zur Verbesserung des Teillastverhaltens diente die nahe dem Mantel im Saugrohr angebrachte Drosselklappe der zweiten Vergaserstufe. Die Lagerung der Exzenterwelle erfolgte in Gleitlagern, ebenso die Lagerung des Kolbens auf dem Exzenter. Die Ölversorgung des vorderen Exzenterwellenlagers erfolgte durch die Lagerschale, der Lagerzapfen war durch Querbohrungen mit einer Längsbohrung in der Exzenterwelle verbunden, von der aus Exzenterlager und abtriebsseitiges Grundlager mit Öl versorgt wurden. Das freie Ende der Exzenterwelle trug ein Gegengewicht, das mit der Keilriemenscheibe kombiniert war, wäh-

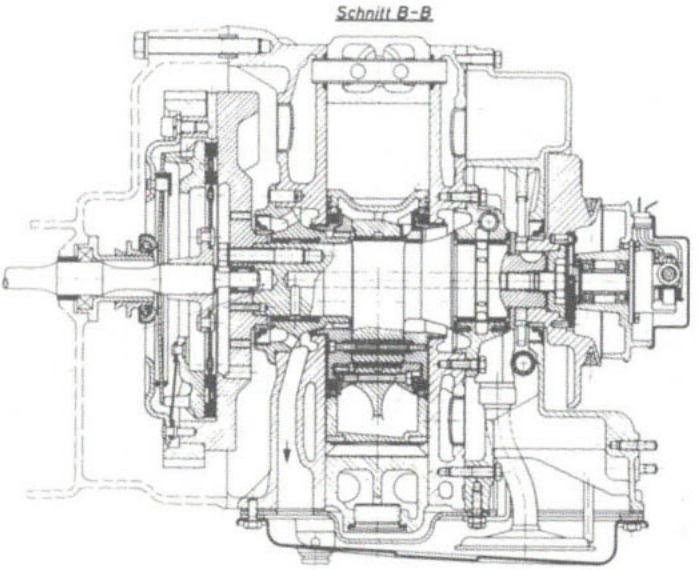


Bild 23. Längsschnitt NSU-Spider-Motor (Bild: Audi-NSU AG, Neckarsulm)

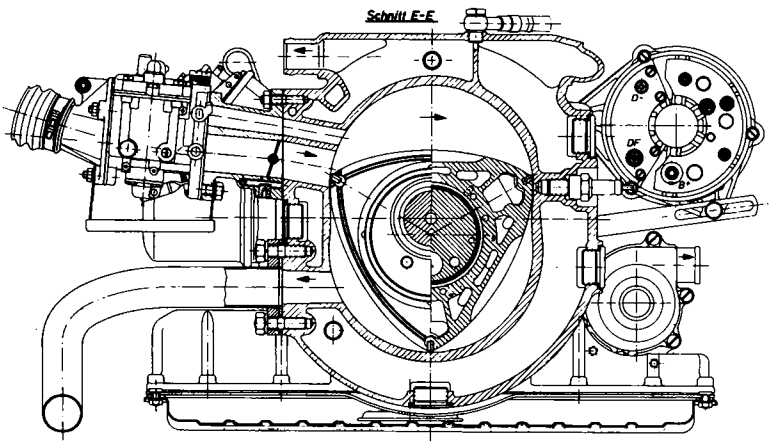


Bild 24. Querschnitt NSU-Spider-Motor (Bild: Audi-NSU AG, Neckarsulm)

rend das abtriebsseitige Gegengewicht mit dem Schwungrad kombiniert war. Als Einscheiben-Maschine benötigte der Motor keinen Zündverteiler, der Unterbrechernocken war koaxial mit der Exzenterwelle am freien Wellenende angeordnet.

Der Kühlwassereintritt in den Mantel erfolgte oberhalb der Zündkerze. Das Wasser strömte abwärts über die Zündkerze bis zum tiefsten Punkt des Mantels an der langen Achse der Trochoide. Dort erfolgte eine Aufteilung des Kühlwasserstromes. Ein Teil strömte weiter durch den Mantel an Ein- und Auslaßkanal vorbei aufwärts. Zwei Teilströme traten in die Seitenteile über, strömten in diesen aufwärts und vereinigten sich im Bereich der oberen großen Trochoidenachse mit dem Mantel-Teilstrom, mit dem sie den Mantel verließen.

Die Kolbenkühlung erfolgte durch das aus dem Exzenterlager austretende Öl, das in den Kolben gelangte. Ein besonderes Bauteil, der sog. Ölbagger, nahm das unter der Wirkung der Fliehkräfte zur Welle hin beförderte Öl auf und führte es axial zum Ablauf in das vordere Seitenteil. Die Öldichtung war bei Serienanlauf eine axiale Dichtung im Kolben, im Prinzip wie in Bild 19. Nach etwa einem Produktionsjahr wurde sie umgestellt auf eine Kolbenringdichtung gemäß Bild 20.

72 Audi NSU Ro 80

Der Motor des RO 80 ist von Anfang an als Zwei-Scheiben-Motor konzipiert. Eine Einscheiben-Version aus den gleichen Bauteilen, nur mit einer anderen Exzenterwelle, war für ein Fahrzeug von Citroen vorgesehen, wurde aber nur in wenigen Musterexemplaren und als

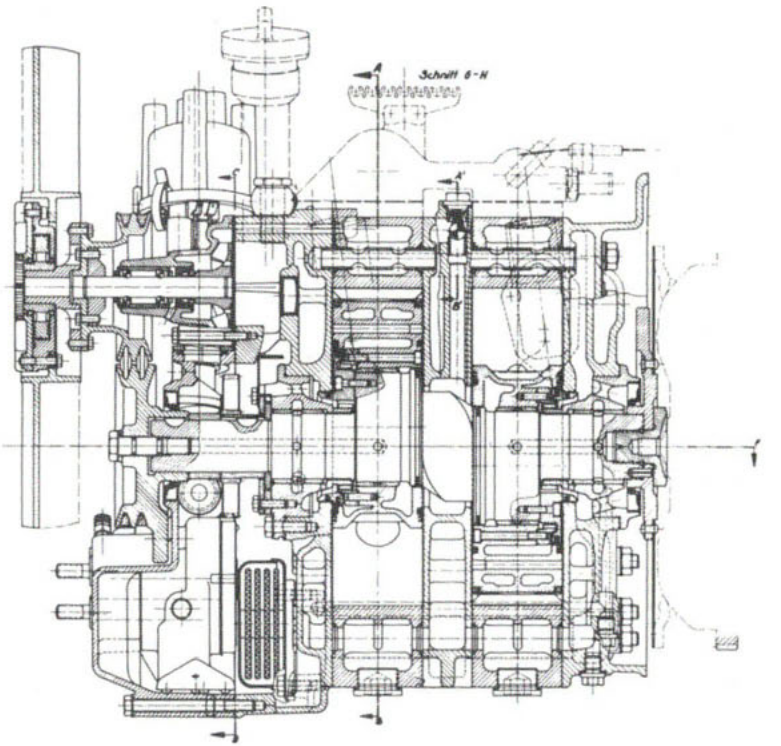


Bild 25a) Längsschnittt NSU RO 80-Motor (Bild: Audi-NSU AG, Neckarsulm)

Versuchsmotor gebaut. Die Geometrie der Trochoide entspricht dem Spider-Motor, also: E = 14 mm, R = 100 mm, a = 2 mm, B = 67 mm, V_K = 497 cm³. Bild 25 zeigt den Längs- und Querschnitt des Motors, Bild 26 eine Ansicht der Ausführungsform der Jahre 1967–1969. In dieser ersten Version war der Motor mit zwei Zündkerzen pro Scheibe ausgerüstet, die von einer konventionellen Spulen-Zündung versorgt wurden. Die Doppelzündung ergab eine gewisse Verbesserung des Brennstoffverbrauchs, vor allem bei Teillast, bedingt durch ein schnelleres Durchbrennen der Ladung. Von Nachteil war die schwierige Einstellung des Zündzeitpunktes mit zwei Unterbrechern, die relativ hohe Kontaktbelastung der Unterbrecher und die Gefahr, daß bei Auftreten von Glühzündungen eine thermische Überlastung des Mantels im Bereich der unteren Zündkerze auftreten konnte. Beginnend mit dem Jahre 1969 wurde der Motor auf Einfachzündung umgestellt, wobei eine Thyristor-Zündanlage angewandt wurde, die sich sehr gut bewährt hat.

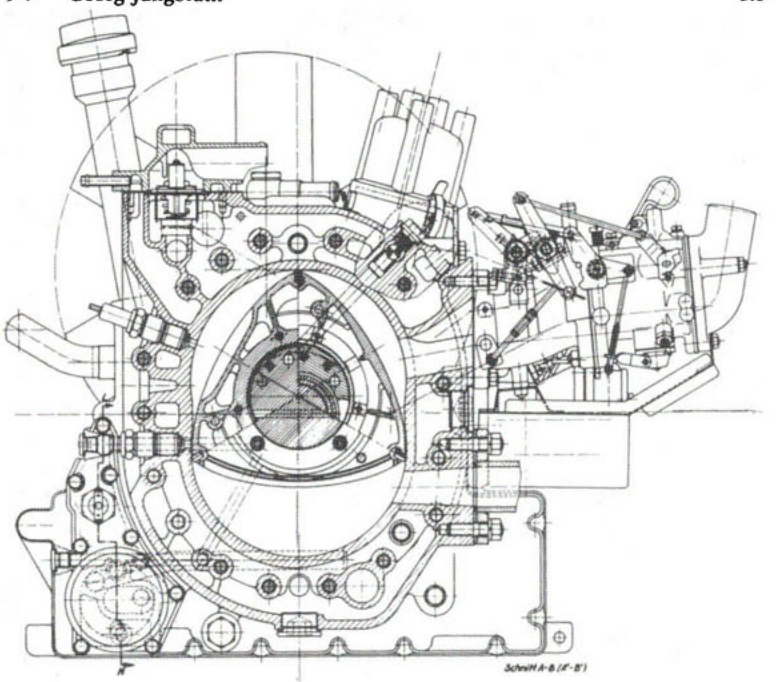


Bild 25 b) Querschnitt NSU RO 80-Motor (Bild: Audi-NSU AG, Neckarsulm)

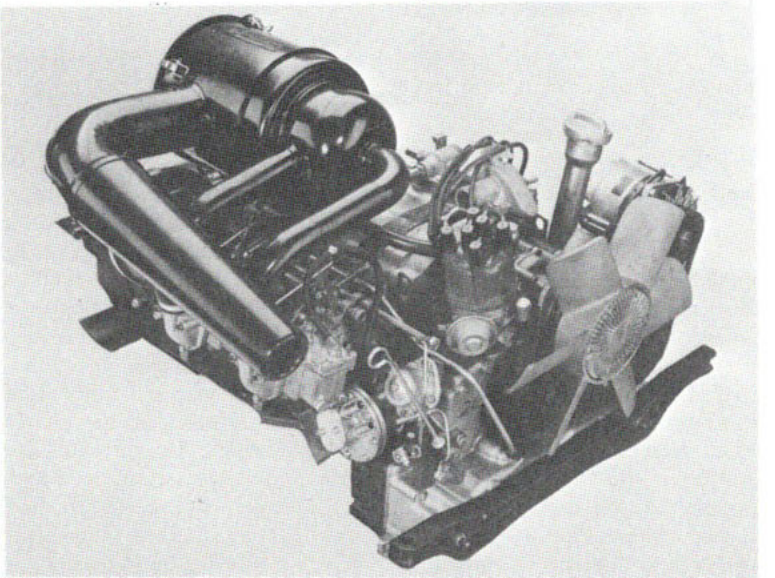


Bild 26. Ansicht NSU RO 80-Motor (Bild: Audi-NSU AG, Neckarsulm)

Auch der RO-80-Motor ist eine Umfangseinlaßmaschine, die mit zwei Registervergasern (für jede Scheibe ein eigener Vergaser) ausgestattet ist. Die beiden Stufen eines Vergasers werden jedoch schon im Mantel in einem gemeinsamen Kanal zusammengefaßt. Dadurch konnte eine Drehmomenterhöhung bei niedrigen Drehzahlen erreicht werden. Dank der geringen Baulänge des Motors konnte die Exzenterwelle als nur zweifach gelagerte Welle, also ohne Mittellager im Zwischenteil, ausgebildet werden. Die Ölversorgung der Grundlager erfolgt von den Lagerschalen her, die Exzenterlager erhalten das Schmieröl durch gebohrte Kanäle in der Exzenterwelle vom jeweils benachbarten Grundlager her. Das aus den Exzenterlagern austretende Öl gelangt wiederum zur Kühlung in die Kolben, denen außerdem durch Spritzbohrungen in der Exzenterwelle weiteres Kühlöl zugeführt wird. Die Rückförderung erfolgt wie beim Spider-Motor durch die Massenkräfte; durch entsprechende Ausbildung der Hohlräder konnte auf den Ölbagger des Spiders verzichtet werden. Als Öldichtung kommt ebenfalls die Kolbenringdichtung zur Anwendung, ergänzt durch axial wirkende Dichtringe, die nur die Funktion einer Stanndichtung haben. Der Zwischendichtungsdruck wird durch ein Druckhalteventil im Zwischenteil geregelt, die Zwischendichtungsräume an Abtriebs- und Endseitenscheibe sind durch Bohrungen in Kolben und

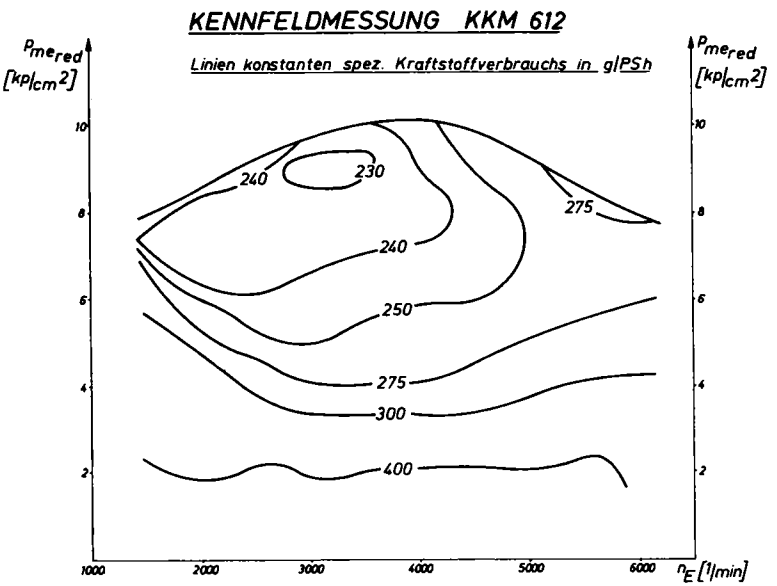


Bild 27. Kennfeld NSU RO 80-Motor (Bild: Audi-NSU AG. Neckarsulm)

Exzenterwelle an den Zwischendichtungsraum des Zwischenteils angeschlossen. Dadurch herrscht der gleiche Druck auf allen Seitenflächen der Kolben, so daß ein axiales Schieben der Kolben vermieden wird.

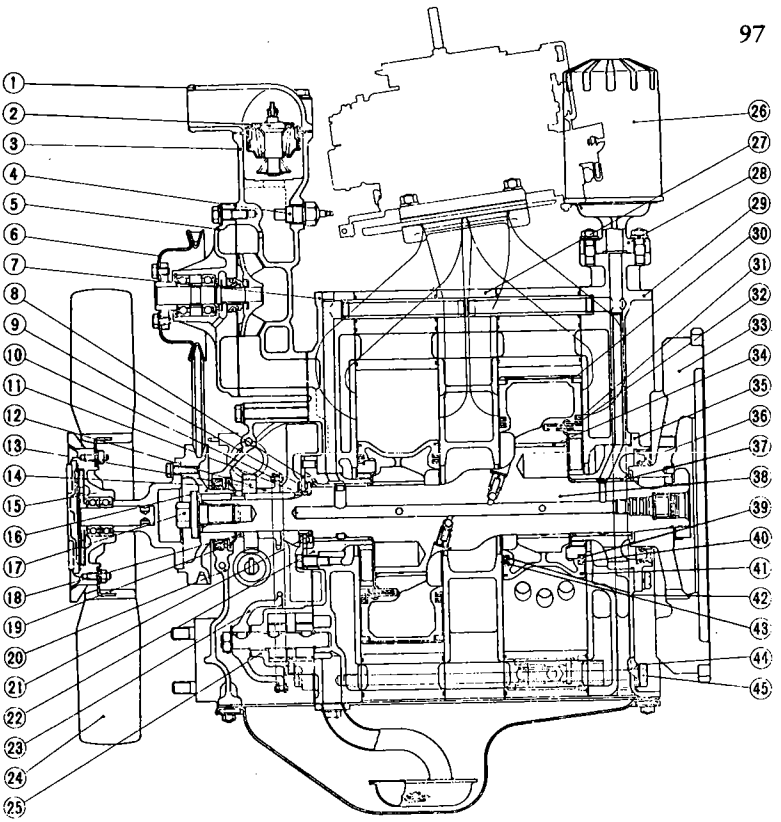
Die Kühlung der Mäntel und Seitenteile erfolgt im Prinzip wie beim Spider-Motor. Andere Lösungen wurden nur für die Zusatzaggregate gefunden, die soweit als möglich organisch in den Aggregatedeckel des Motors eingebaut sind. Auch der als Wasser-Öl-Wärmetauscher ausgebildete Ölkühler ist im Inneren des Motors untergebracht.

Bei Serienbeginn ergaben sich einige Schwierigkeiten mit den Dichtleisten. Bei ausgesprochenem Kurzstreckenbetrieb, also bei niedriger Kühlwassertemperatur, trat hoher Verschleiß der Dichtleisten auf. Durch Änderung des Dichtleistenmaterials sind diese Probleme seit Herbst 1969 überwunden. Bild 27 zeigt das Verbrauchskennfeld des Motors.

73 Toyo Kogyo Mazda RX-3

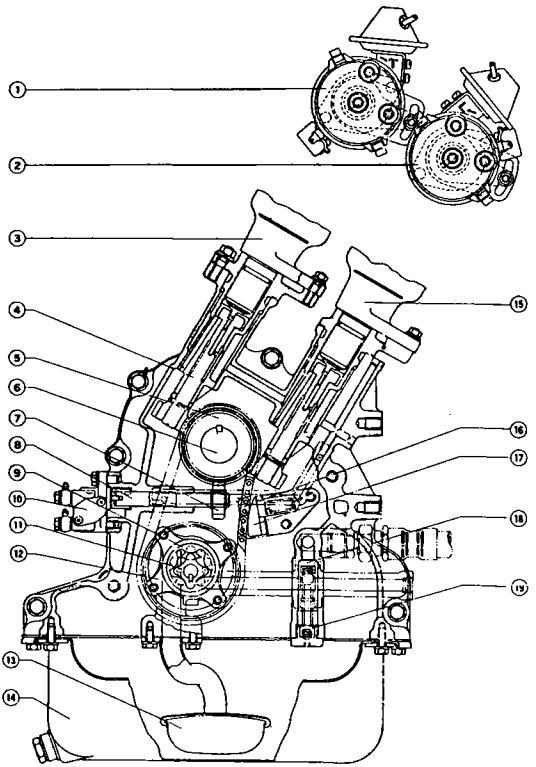
Nach NSU war Toyo Kogyo (Markennamen: Mazda) die erste Firma, die eine Serienproduktion von Fahrzeugen mit Wankel-Motoren aufnahm. 1967 ging der „Mazda 110 S" mit einem Zwei-Scheiben-Motor in Serie, es folgten die Typen „Mazda R 100", „Mazda R 130", „Mazda RX 2", „Mazda RX 3" und Mazda „RX 4". Da alle Motoren im Prinzip gleich aufgebaut sind, soll hier der Motor des Mazda RX 3 besprochen werden, von dem Bild 28 einen Längsschnitt und Bild 29 einen Querschnitt durch den Aggregatedeckel zeigt.

Im Unterschied zum RO-80-Motor ist der RX-3-Motor (wie alle Toyo-Kogyo-Kreiskolbenmotoren) mit Seiteneinlaß ausgerüstet. Die beiden ersten Stufen eines Doppel-Registervergasers stehen über getrennte Einlaßkanäle mit Einlaßfenstern im Zwischenteil in Verbindung. Die zweiten Stufen, die bei höherer Last wirksam werden, sind mit Einlaßkanälen und -fenstern im Abtriebs- und Endseitenteil verbunden. Unterschiedliche Steuerzeiten an den Fenstern der 1. und 2. Stufe sorgen für eine möglichst günstige Anpassung sowohl bei Teillast, wie auch bei Vollast. Der Motor ist mit Doppelzündung (zwei Zündkerzen pro Scheibe) ausgerüstet. Im Gegensatz zur ersten Version des RO-80-Motors haben die beiden Kerzen einer Scheibe aber nicht den gleichen Zündzeitpunkt. Damit ist eine gewisse Verbesserung im Teillastverbrauch zu erreichen, vor allem ergeben sich aber günstigere Voraussetzungen für die Erfüllung der Abgasvorschriften. Die Zündverstellkurven der beiden Kerzen sind ebenfalls unterschiedlich, was die Verwendung von zwei Zündverteilern erforderlich macht, von denen einer die oberen, der andere die unteren Zündkerzen ansteuert (Bild 29).



1 Deckel — Thermostatgehäuse
2 Thermostat
3 Thermostatgehäuse
4 Temperaturfühler
5 Gehäuse — Wasserpumpe
6 Riemenscheibe — Wasserpumpe
7 Vorderes Seitengehäuse
8 Anlaufscheibe
9 Axiallager
10 Antriebskette — Ölpumpe
11 Distanzring
12 Antriebsrad — Verteiler
13 Kettenrad — Exzenterwelle
14 Wellendichtring
15 Lüfternabe
16 Riemenscheibe Exzenterwelle
17 Befestigungsschraube — Riemenscheibe
18 Distanzring
19 Ölablenkscheibe
20 Vorderes Gehäuse
21 Anlaufscheibe
22 Nabe — Feststehende Verzahnung
23 Kettenrad — Ölpumpe
24 Lüfter
25 Gehäuse — Ölpumpe
26 Ölfilter
27 Mittleres Seitengehäuse
28 Anschlußflansch — Ölfilter
29 Hinteres Seitengehäuse
30 Feder — Eckendichtung
31 Ölabstreifring
32 Ölabstreifring
33 Schwungrad
34 Rotorlager
35 Nabe — Feststehende Verzahnung
36 Wellendichtring
37 Exzenterwellenlager
38 Exzenterwelle
39 O-Ring — Ölabstreifring
40 O-Ring — Ölabstreifring
41 Seitendichtung
42 Andruckfeder — Ölabstreifring
43 Andruckfeder — Ölabstreifring
44 Dichtring
45 Spannbolzen

Bild 28. Längsschnitt Maszda RX 3-Motor (Bild: Toyo Kogyo Co. Ltd. Hiroshima)



1 Verteiler, voreilend
2 Verteiler, nacheilend
3 Befestigungsflansch — Verteiler, voreilend
4 Antriebswelle — Verteiler, voreilend
5 Antriebszahnrad — Verteiler
6 Exzenterwelle
7 Antriebszahnrad — Öldosierpumpe
8 Antriebswelle — Öldosierpumpe
9 Ölpumpe, äußerer Rotor
10 Öldosierpumpe
11 Ölpumpe, innerer Rotor
12 Gehäuse — Ölpumpe
13 Ölsieb
14 Ölwanne
15 Befestigungsflansch — Verteiler, nacheilend
16 Antriebskette — Ölpumpe
17 Kettenspanner
18 Öldrucksteuerventil
19 Feder — Steuerventil

Bild 29. Querschnitt durch Aggregatedeckel RX 3 (Bild: Toyo Kogyo Co. Ltd. Hiroshima)

Die nach dem Transplant-Verfahren im Druckguß gefertigten Mäntel (s. 41) werden vom Kühlwasser in Längsrichtung des Motors, parallel zu Achse der Exzenterwelle, durchgeströmt, die Kolbenkühlung erfolgt wie beim RO-80-Motor durch Öl. Die Rückkühlung des Öls erfolgt in einem Luft-Öl-Wärmetauscher, der neben dem

Wasserkühler im Wagenbug angeordnet ist. Ein Thermostat im Ölkreislauf hält die Öltemperatur konstant. Als Öldichtung wird eine axiale Bauart gemäß Bild 19 verwendet, die zu einer hohen Betriebsreife gebracht wurde. Seitenteile und Zwischenteil aus Grauguß sind ionitriert. Interessant ist die Befestigung des Hohlrades im Kolben, die allein mit Schwerspannstiften erfolgt und sich gut bewährt hat.

Der Auslaßkanal im Mantel ist in drei Bohrungen aufgeteilt, die gegeneinander versetzt sind. Dadurch wird der Auslaßquerschnitt etwas langsamer geöffnet, was den Aufwand für die Schalldämpfung etwas verringert.

Von Toyo Kogyo wurden bis zum Ende des Jahres 1976 über 800000 Wagen mit Wankel-Motoren hergestellt. Zur Zeit beträgt die Produktion etwa 1200 Fahrzeuge pro Tag, ein neues Werk, das 1974 angelaufen ist, ist für weitere 1000 Wagen pro Tag ausgelegt.

74 Daimler-Benz AG

Daimler-Benz hat bisher nur Prototyp-Motoren vorgestellt, ein Serienanlauf ist für die nähere Zukunft nicht geplant. Dennoch soll einer der verschiedenen Daimler-Benz-Motoren hier besprochen werden, da er in verschiedener Hinsicht interessant ist (Bilder 30 u. 31). Bei der abgebildeten Maschine handelt es sich um die Vier-Scheiben-Version (außerdem existieren Ausführungen mit zwei- und drei Scheiben), bei der auf Grundlager in den Zwischenteilen natürlich nicht verzichtet werden kann. Um die Ritzel des Synchronisiergetriebes montieren zu

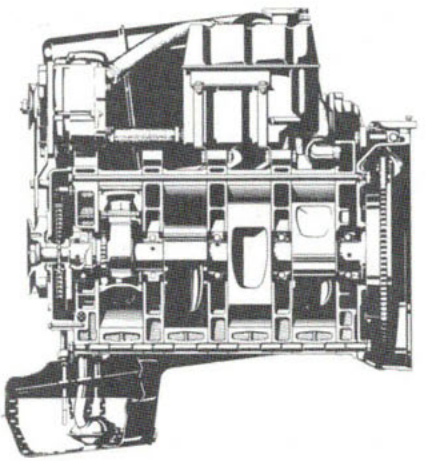


Bild 30a) Längsschnitt C 111-Motor (Bild: Daimler-Benz AG, Stuttgart-Untertürkheim)

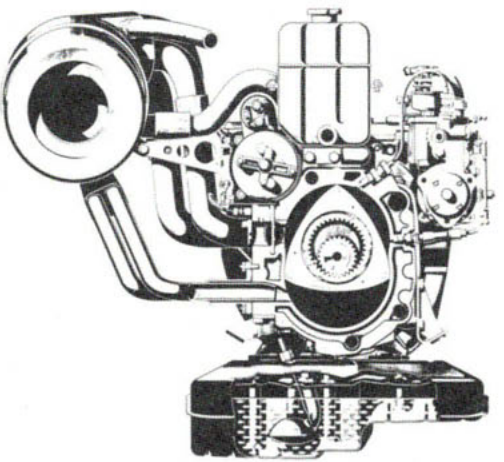


Bild 30b) Querschnitt C 111-Motor (Bild: Daimler-Benz AG, Stuttgart-Untertürkheim)

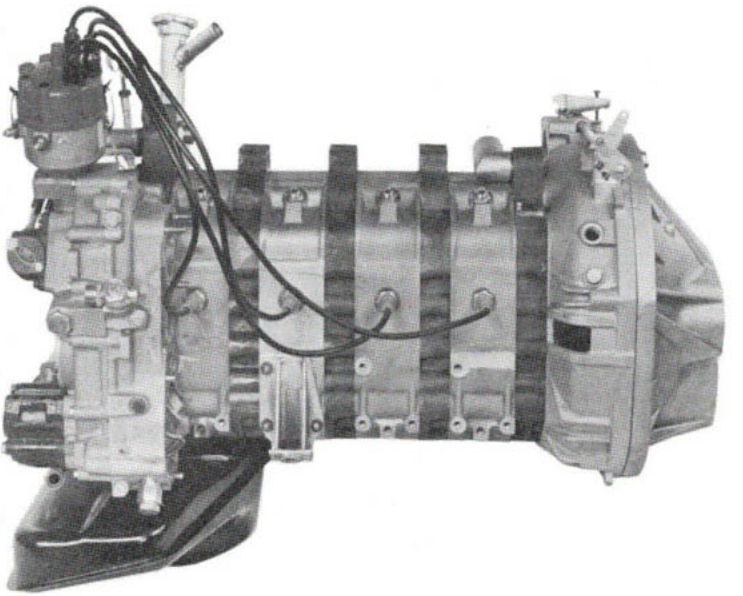


Bild 31. Ansicht C 111-Motor (Bild: Daimler-Benz AG, Stuttgart-Untertürkheim)

können, muß entweder die Exzenterwelle geteilt sein, oder es müssen geteilte Ritzel verwendet werden. Daimler-Benz hat sich für die letztere Lösung entschieden, da der Fertigungsaufwand geringer erschien, als der für eine geteilte Welle. Die geteilten Ritzel haben sich gut bewährt, Nachteile sind nicht bekannt geworden.

Wie bei einem Teil der Hubkolbenmotoren wird auch beim Daimler-Benz-Wankel-Motor mit Benzineinspritzung gearbeitet. Es handelt sich um eine Direkteinspritzung in die saugende Kammer. Das Einspritzventil sitzt nahe der großen Achse der Trochoide und spritzt entgegengesetzt zur einströmenden Ladung. Als Einspritzpumpe wird eine mechanische 4-Stempelpumpe verwendet, die Drosselklappe ist im Einlaßkanal des Mantels angeordnet. Angestrebt wird eine Ladungsschichtung in der Art, daß über der nacheilenden Seite jeder Kolbenflanke armes, über der voreilenden Seite reiches Gemisch liegt. Wenn das gelingt, müßten sich Vorteile im Verbrauch – vor allem bei Teillast – und in der Abgasemission erreichen lassen.

Der Motor ist als ausgesprochene Hochleistungsmaschine ausgelegt. Bei 6000 U/min wird eine Leistung von 260 kW erreicht, das entspricht einem mittleren effektiven Druck von 11 bar. Das Gewicht des einbaufertigen Motors mit Anlasser, Luftfilter, Lichtmaschine usw. beträgt 180 kg.

75 Citroen Birotor

Dieser Motor entstand in Zusammenarbeit von Audi-NSU und Citroen. Die bewährte Geometrie des RO-80-Motors wurde übernommen, im übrigen stellt der Motor einen völligen Neuentwurf dar (Bild 32 u. 33). Es handelt sich um eine Umfangseinlaßmaschine mit einer Kanalanordnung wie beim RO 80, als Vergaser kommt ein Doppel-Fallstromvergaser zur Anwendung. Die Exzenterwelle ist wie bei allen Zwei-Scheiben-Maschinen ohne Mittellager ausgebildet, die Ölversorgung der Grund- und Exzenterlager erfolgt wie beim RO-80-Motor. Auch die Kolbenkühlung und die Öldichtung sind analog ausgebildet, es werden also Kolbenring-Öldichtungen verwendet.

Die Kühlung von Mantel und Seitenteilen erfolgt in axialem Strom also parallel zur Achse der Exzenterwelle, im Prinzip also wie beim RX-3-Motor. Die Mäntel sind jedoch nicht druckgußfähig konstruiert, sondern werden mit Kernen gegossen. Dadurch wurde es möglich, die Zahl der Wasserübertritte zwischen den Mänteln und den Seitenteilen zu reduzieren. Dies ermöglicht eine Abdichtung mit wenigen kleinen Rundgummiringen, was für betriebssicherer und billiger gehalten wird. Die Rückkühlung des Schmieröls erfolgt in einem Öl-Wasser-Wärmetauscher, der in den Motor eingebaut ist.

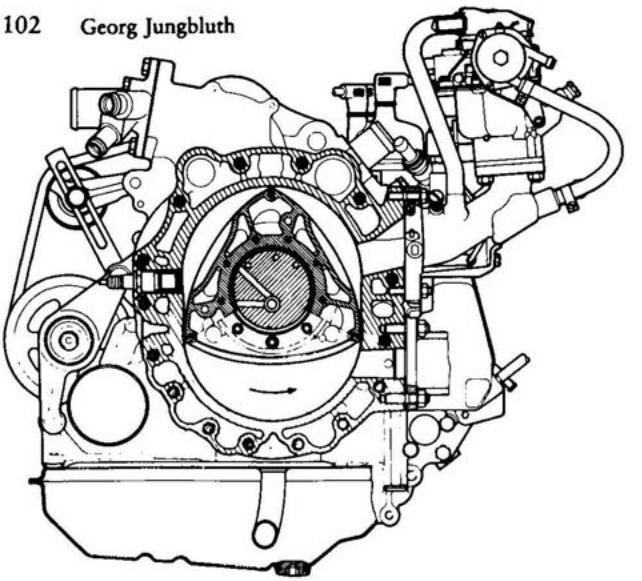


Bild 32. Querschnitt Citroen Birotor (Bild: S.A. André Citroen, Paris)

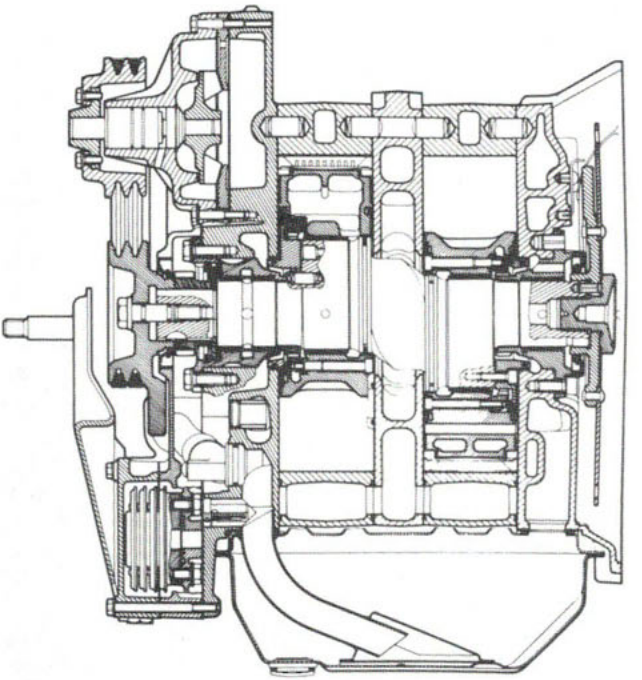


Bild 33. Längsschnitt Citroen Birotor (Bild: S.A. André Citroen, Paris)

Eine völlige Neugestaltung erfolgte bei der Anordnung des Zubehörs. Es gelang damit, die Länge des Motors erheblich zu reduzieren, was für den Einbau in den Citroen GS erforderlich war.

76 Andere Wankel-Motoren

Neben den vorstehend beschriebenen Fahrzeugmotoren werden Wankel-Motoren für andere Anwendungsbereiche gebaut. Fichtel & Sachs produziert luftgekühlte Motoren mit gemischgekühltem Kolben als stationäre Industriemotoren und für Schneemobile. Die Firma Yanmar-Diesel in Osaka (Japan) fertigt zwei Typen von Außenbordmotoren, die sich besonders durch ihre hervorragende Laufruhe auszeichnen. Graupner vertreibt einen Kleinmotor von etwa 0,4 kW für Modellflugzeuge. In Entwicklung befinden sich Kfz-Motoren bei General Motors, Ford, Nissan, Toyota und einigen anderen Firmen.

Literatur

[1] Wankel, F., Die Einteilung der Rotationskolbenmaschinen. Stuttgart 1963.
[2] Kühner, K., Das Arbeitsvolumen innenachsiger Trochoidenmaschinen MTZ 25 (1964), S. 95–96.
[3] Kühner, K., Das theoretisch mögliche Verdichtungsverhältnis von Trochoidenmaschinen. MTZ 26 (1965), S. 377–379.
[4] VDI-Berichte: Nr. 45. Düsseldorf 1960.
[5] Wankel, F., Froede, W., Bauart und gegenwärtiger Entwicklungsstand einer Trochoiden-Rotationskolbenmaschine. MTZ 21 (1960), S. 33–45.
[6] Froede, W., Jungbluth, G., Der Kreiskolbenmotor des NSU-Spider. ATZ 68 (1966), S. 150–155, S. 268–272.
[7] Manteuffel, P. Zoege von, Ausgewählte Fertigungsverfahren des Kreiskolbenmotors Bauart NSU. MTZ 28 (1967), S. 207–210.
[8] Jungbluth, G., Aus der Entwicklung des Zweizellen-Kreiskolben-Wankelmotor KKM 612 für den NSU RO 80. MTZ 28 (1967), S. 351–355.
[9] Bomhard, F. I. von, Zur Entwicklung luftgekühlter Kreiskolbenmotoren kleiner Leistung. MTZ 29 (1968), S, 307–309
[10] Basshysen, R. van, Hornfeck, W., Abgasentgiftung des RO 80-Kreiskolbenmotors durch thermische Nachverbrennung. ATZ 73 (1971), S. 218–222.
[11] Yamamoto, Die Kreiskolbenmotoren der Bauart NSU-Wankel von Toyo Kogyo. ATZ 72 (1970), S. 195–200.
[12] Yamaoka, The rotary engines of Yanmar Outboard Motor SAE Paper Nr. 710581 (1971).
[13] Yamamoto, Rotary Engine Published by Toyo Kogyo. Hiroshima 1972.
[14] Bensinger, W.-D., Rotationskolben-Verbrennungsmotoren. Berlin 1973.
[15] Feller, F., Ein Zweistufen-Diesel-Wankelmotor. MTZ 32 (1971), S. 119–122.

1.4 Gasturbine für den Antrieb von Kraftfahrzeugen

Fritz Homola

1 Einleitung
2 Grundlagen für die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit
3 Komponenten der Gasturbine
31 Verdichter
32 Turbinen
33 Brennkammer
4 Werkstoffe
5 Fahreigenschaften bei Gasturbinenantrieb
6 Ausgeführte Gasturbinen-Fahrzeug-Antriebe
61 Rover-Leyland
62 General-Motors
63 Ford
64 MAN
65 Industrial-Turbines-International (ITI)
66 VW

1 Einleitung

Seit dem Erscheinen der 18. Auflage dieses Handbuches hat sich bestätigt, daß der Gasturbine als Antrieb für Kraftfahrzeuge in den oberen Leistungsklassen die meisten Aussichten beigemessen werden. Die Gründe hierfür wurden im ATH, Bd. 1, S. 1108 u. 1109 im wesentlichen angedeutet und liegen wohl hauptsächlich im vergleichbaren spezifischen Kraftstoffverbrauch dieser Gasturbinen und leistungsgleicher Dieselmotoren. Diese Tendenz verstärkend kommt hinzu, daß sich die Gesetzgeber verschiedener Länder genötigt sehen, die Antriebsleistung der LKW-Motoren bei etwa gleichbleibendem Last-zug-Gesamtgewicht (d. h. die Motorleistung je Tonne) zu erhöhen, um den Straßenverkehr flüssiger zu gestalten.

Trotzdem haben auch verschiedene Firmen die Entwicklung von Gasturbinen mit Leistungen, wie sie für Personenwagen üblich sind, weitergeführt. Neben der Tatsache, daß als Konkurrent auf diesem Einsatzgebiet der im Vergleich zum Dieselmotor weniger wirtschaftliche Ottomotor heute bei weitem überwiegt, gibt es noch andere Gründe, die auch hier den Gasturbinen-Antrieb als unter Umständen interessant für die Zukunft erscheinen lassen, beispielsweise der Schadstoff-Gehalt der Abgase.

Die Wirtschaftlichkeit wird für den Transportunternehmer das wesentliche Kriterium für die Einführung der Gasturbine bleiben. Dabei ist allerdings die Einbeziehung aller Kosten, nicht nur die des spezifischen Kraftstoffverbrauches bei Vollast, notwendig. Der Schmierölverbrauch (Gramm je PS-Stunde) kann bei einem 250-PS-Motor 400 bis 600 g je Stunde erreichen, während er bei einer gleich starken Gasturbine in der Regel 100 g nicht überschreitet. Der Schmierölpreis beträgt ein Vielfaches des Kraftstoffpreises. Weitere Gesichtspunkte sollen hier nur erwähnt werden [1]:

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

Geringeres Gewicht des Gasturbinen-Antriebs,

Geringere Unterhaltskosten, die durch eine höhere Zuverlässigkeit erwartet werden,

Geringerer Reifenverschleiß, der mehr auf die geringere Schalthäufigkeit als auf geringere Schaltstöße bei Gasturbinen-Antrieb zurückgeführt werden kann.

2 Grundlagen für die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit

Die mit dem spezifischen Kraftstoffverbrauch zusammenhängenden Probleme, seine Abhängigkeit vom Druckverhältnis, von der Höchsttemperatur des Kreisprozesses, von den Wirkungsgraden der Komponenten und von anderen Parametern wurden in Bd. 1 dieses Handbuches ausführlich beschrieben.

Für die dort aus mehreren Diagrammen zu entnehmenden Daten wie „Spezifischer Kraftstoffverbrauch" oder „Spezifische Leistung", die eine Aussage über die Güte und Art der Maschine und über deren Abmessungen gestatten, hat sich eine übersichtlichere Darstellung entwickelt, die es ermöglicht, die Zusammenhänge auf einen Blick zu erkennen [2].

Diese zweckmäßige Darstellung (Bild 1) ergibt sich aus der Auftragung der Ergebnisse der Kreisprozeß-Rechnungen in der Weise, daß die „Spezifische Leistung" kW/(kg/s) als Abszisse und der „Spezifische Kraftstoffverbrauch" g/kWh als Ordinate für jeden berechneten Punkt in ein Diagramm eingetragen werden. Die Turbinen-Eintrittstemperatur (gleichzeitig Kreisprozeß-Höchsttemperatur) kann hier ebenfalls als Parameter erscheinen, das Druckverhältnis des Kreisprozesses wird hier an dem eingetragenen Punkt vermerkt und kann auch als zweite Parameterschar berücksichtigt werden.

Beim Vergleich der Leistung von Motoren muß man von gleichen Umgebungsbedingungen (Druck, Temperatur) ausgehen.

Bei im Freien verwendeten Motoren, zu denen neben den Flugtriebwerken auch die Fahrzeugmotoren zählen, sollte man von einem Punkt der „Internationalen Norm-Atmosphäre" (INA), beispielsweise dem der Meereshöhe entsprechenden Umgebungszustand 1,014 bar, 288 K, ausgehen. Der Vergleich zwischen Kolbenmotor und Gasturbine unter dem Gesichtspunkt der Abhängigkeit der Leistung von der Umgebungstemperatur (ATH, Bd. 1, S. 1126, Bild 30) geht von dieser Basis aus.

Bei Bild 1 wurde eine mittlere Jahres-Außentemperatur von 15°C (288 K) zugrundegelegt. Um ein möglichst universell verwendbares Diagramm zu erhalten, wurde jedem angenommenen Druckverhältnis ein jeweils erwarteter Wirkungsgrad für die Verdichtung im Kompressor und die Entspannung in der Turbine zugeordnet. Die Rech-

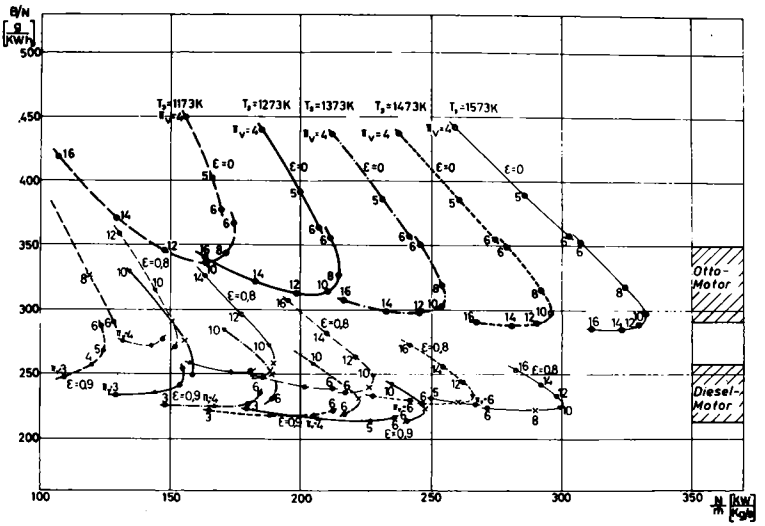


Bild 1. Zusammenfassende Darstellung spezifischer Kraftstoffverbrauch über spezifischer Leistung

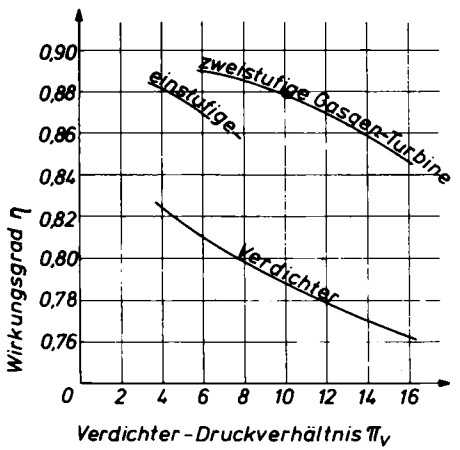
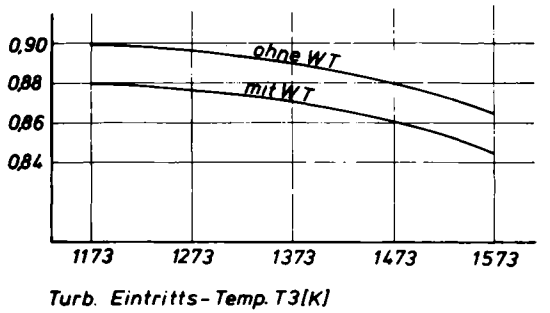


Bild 1a) Wirkungsgrade der Gaserzeugerkomponenten

nung (Bild 1) geht von Wirkungsgraden für Verdichter und Turbinen aus, wie sie im Bild 1a dargestellt sind; dabei wurde angenommen, daß die Gaserzeuger-Turbine bis zum Verdichter-Druckverhältnis $\pi_v = 6$ einstufig, darüber aber mehrstufig ausgeführt ist. Daraus folgt in Bild 1 bei den Linien für jeweils gleiche Turbinen-Eintrittstempera-



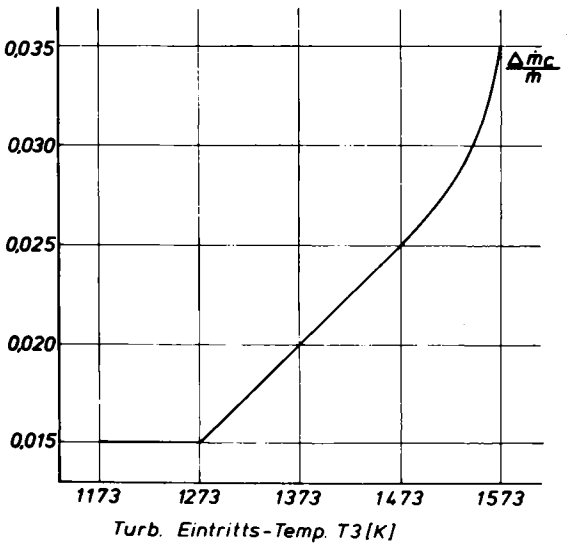


Bild 1b) Wirkungsgrad der Arbeitsturbine sowie Kühl- und Leckluftmengen, wie sie den Rechungen deren Ergebnis in Bild 1 dargestellt ist, zugrundegelegt wurden.

tur ein Bruch beim Druckverhältnis 6, für das sich – je nach Ausführung – zwei Punkte ergeben.

Für die Rechnungen der Kreisprozesse mit Wärmetauscher wurde für die freie Arbeitsturbine ein niedrigerer Wirkungsgrad angenommen, der in der ungünstigeren Abgasführung hinter dieser Turbine seine Ursache hat. Außerdem wurde in Bild 1b berücksichtigt, daß mit zunehmenden Turbinen-Eintrittstemperaturen der erforderliche Kühlluftbedarf steigt und daß infolge der durch deren Zumischung zum

Gas vor der Arbeitsturbine auftretenden Störungen in der Gasströmung der Wirkungsgrad der freien Arbeitsturbine auch aus diesem Grunde leicht abnehmen dürfte.

Die bezogenen Druckverluste und die mechanischen Wirkungsgrade können bei dieser Rechnung als vom Kreisprozeß unabhängig angenommen werden; sie werden lediglich der Vollständigkeit halber in Tabelle 1 wiedergegeben.

Tabelle 1: Kreisprozeßparameter

Umgebungsdruck	P_0	1,0133	[bar]
Umgebungstemperatur	T_0	288	[K]
Eintrittsdruckverlust	$(\Delta P/P)_E$	0,04	
BK-Druckverlust	$(\Delta P/P)_{BK}$	0,035	
WT-Druckverlust-kalt	$(\Delta P/P)_{WT_k}$	0,035	
WT-Druckverlust-heiß	$(\Delta P/P)_{WT_h}$	0,06	
Austrittsdruckverlust (mit WT)	$(\Delta P/P)_A$	0,02	
Austrittsdruckverlust (ohne WT)	$(\Delta P/P)_A$	0,04	
Mech.-Wirkungsgrad des Gasgenerators	η mGG	0,99	
Getriebe-Wirkungsgrad	η Getr.	0,96	
Variable Parameter:			
Turbinen-Eintrittstemperatur	T_3		[K]
Verdichterdruckverhältnis	Π_V		
Verdichter-Wirkungsgrad	η V		
Gasgenerator-Turb.-Wirkungsgrad	η GGT		
Arbeitsturb.-Wirkungsgrad	η AT		
Kühlluftanteil	$\Delta\dot{m}_c/\dot{m}$ (s. Diagr. 1b)		
Wärmetauschgrad	$\varepsilon = \frac{W_k}{W_{min}} \cdot \frac{T_A - T_2}{T_4 - T_2}$		

Hierin sind:

$W_k = m \cdot c_p$ .... Wasserwert der Kaltseite (Druckluft)
W_{min} ..... der kleinere der beiden Wasserwerte (Druckluft und Abgas)

Am rechten Rand von Bild 1 sind die Bereiche des spezifischen Kraftstoffverbrauches sowohl von Otto- als auch von Dieselmotoren angegeben, und man erkennt auch aus dieser Darstellung, daß Gasturbinen – falls sie mit Dieselmotoren konkurrieren wollen – unbedingt mit Wärmetauscher ausgerüstet sein müssen.

Als mögliche Wärmetauscher wurden einmal ein Rekuperator mit $\varepsilon = 0{,}8$; zum anderen ein Regenerator mit $\varepsilon = 0{,}9$ angenommen, deren angenommener Übertragungsgrad ε in Bild 1 angegeben ist. Der „Überschleppverlust" beim Regenerator wurde dabei in der Form berücksichtigt, daß er jeweils als Prozentzahl des gerade

betrachteten Druckverhältnisses angesetzt wurde (z. B. bei einem Druckverhältnis der Verdichtung im Kreisprozeß von 4: 1 mit 4%, bei 5: 1 mit 5% ...). Diese Zahl stimmt recht gut mit ausgeführten Gasturbinen überein, die einen regenerativen Wärmetauscher besitzen.

Den rein theoretisch ermittelten Werten von Bild 1 werden in Bild 2 die mit ausgeführten Gasturbinen der in Frage kommenden Leistungsklasse erreichten spezifischen Verbräuche gegenübergestellt. Die errechneten Verbrauchswerte werden, wie man erkennt, tatsächlich annähernd erreicht.

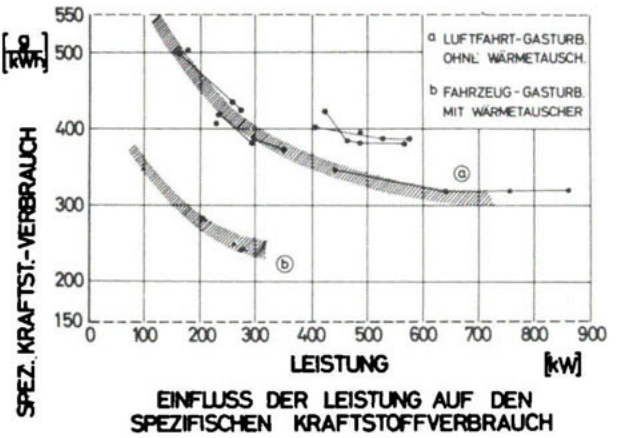


Bild 2. In ausgeführten Gasturbinen tatäschlich erreichte spezifische Kraftstoffverbräuche

Der im ATH, Bd. 1 in den Vorbemerkungen zu den „Komponenten der Gasturbine" angesprochene Effekt, daß kleinere Maschinen bei sonst ähnlicher Ausführung geringere Wirkungsgrade erwarten lassen, gibt die Erklärung zu der hier erkennbaren Tendenz, daß bei den niedrigeren Leistungen auch mit höheren spezifischen Kraftstoffverbräuchen gerechnet werden muß.

Die bisher besprochenen spezifischen Kraftstoffverbräuche standen nur zur Auslegungsleistung, also zu der Vollastleistung, in Beziehung. Nun ist aber bei Kraftfahrzeugen der Vollastpunkt ein relativ selten beanspruchter Punkt der verfügbaren Leistungscharakteristik des antreibenden Motors.

Bei Personenwagen liegt der Schwerpunkt der zeitlichen Beanspruchung bei etwa 25 bis 30% der verfügbaren Leistung. Hingegen ist die Inanspruchnahme der verfügbaren Motorleistung bei Lastwagen

erheblich größer. Hier liegt der Schwerpunkt der Beanspruchung oberhalb von 60%, meist bei etwa 70%, häufig bis zu 80% und mehr. Je nach Einsatz des Fahrzeuges werden für Beschleunigung im Stadtverkehr und bei Fahrt auf hügeliger Autobahn auch Leistungen bis zu 100% häufig in Anspruch genommen (Bild 8 in [3]).

Diese Tatsache spricht deutlich für die Anwendung der Gasturbine als Antrieb für Lastkraftwagen, da diese, anders als der Kolbenmotor, in der Nähe des Vollastpunktes am wirtschaftlichsten arbeitet.

Trotzdem muß auch der Kraftstoffverbrauch bei Teillast in Betracht gezogen werden, zumal hier bei verschiedenen Ausführungen der Gasturbine die Zunahme des Kraftstoffverbrauches sehr starke Unterschiede im Gradienten aufweisen kann.

Daher soll hier einiges zum Teillast-Verhalten gesagt werden, das sich überwiegend auf Erfahrungen stützt.

Es wurde bereits im ATH, Bd. 1, darauf hingewiesen, daß die Einwellen-Gasturbine sich wegen ihrer ungünstigen Drehmomentencharakteristik nicht für den Antrieb von Fahrzeugen eignet. Wegen ihres einfachen Aufbaues aber werden immer wieder Versuche unternommen, sie doch – unter Verwendung von zusätzlichen Hilfsmitteln – einzusetzen. Es wurde vorgeschlagen, der Einwellen-Gasturbine einen Drehmomenten-Wandler nachzuschalten, um ihrem ungünstigen Drehmomenten-Verlauf zu begegnen.

Nun hat die Einwellen-Gasturbine zwar einen der Propeller-Charakteristik des Wandlers nahekommenden Leistungsverlauf, aber das ist nicht ausreichend. Bei Teildrehzahlen kann die Gasturbine „abgewürgt" werden. Die gleichen Folgen wären auch bei hohen Umgebungstemperaturen wegen der eintretenden Verminderung der verfügbaren Gasturbinen-Höchstleistung zu erwarten. Ein Drehmomentenwandler mit durch ein verstellbares Leitrad veränderlicher Charakteristik würde in diesem Punkte vielleicht Abhilfe schaffen, wie Bild 3 zeigt. doch bleibt der Einsatz der Einwellen-Gasturbine trotz ihres billigeren Preises deshalb fraglich, weil neben den zusätzlichen Kosten für den Verstellwandler der Betrieb insgesamt unwirtschaftlicher werden muß als bei der Zweiwellen-Gasturbine.

Das ist leicht einzusehen, wenn man bedenkt, daß der hydraulische Drehmomenten-Wandler in der hier infrage kommenden Leistungsklasse, falls er mit einem verstellbaren Leitrad ausgerüstet ist, Wirkungsgrade von 82 bis 84% im Bestpunkt nicht überschreitet, d. h. 16 bis 18% zusätzliche Verluste gegenüber der Gasturbine mit freier Arbeitsturbine aufweist. Bei vom Bestpunkt abweichenden Belastungszuständen wird der Verbrauch noch schlechter, so daß ohne weitere Erläuterungen einzusehen ist, daß bei diesem Vorschlag das Teillastverhalten in bezug auf den Verbrauch noch schlechter ist als bei der Einwellenturbine, die ohnehin den steilsten Gradienten in dieser Hinsicht aufweist.

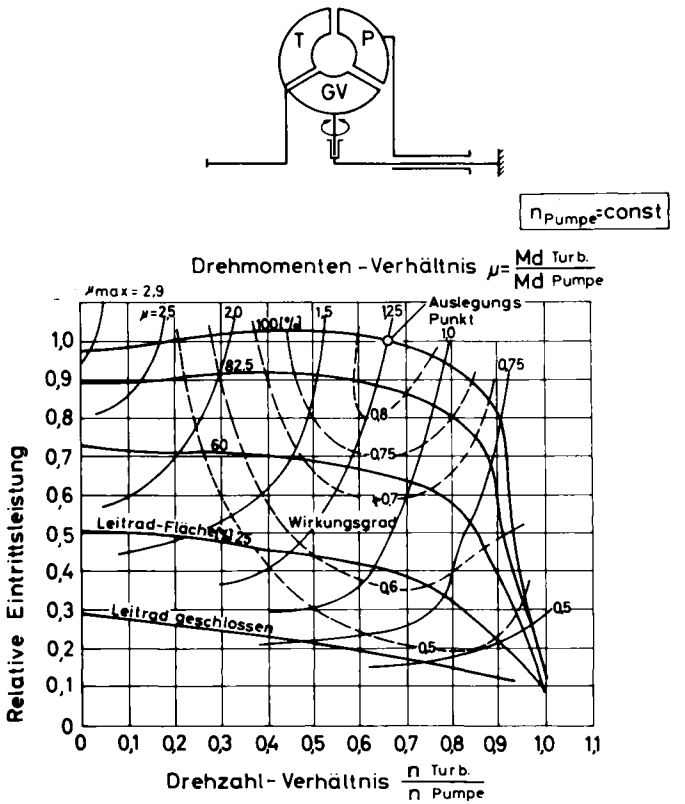


Bild 3. Charakteristik eines Drehmomentenwandlers mit verstellbaren Leitradschaufeln

Es hat an Versuchen, die Einwellen-Gasturbine mit anderen Mitteln einzuführen, nicht gemangelt; die heute ausgeführten Fahrzeuggasturbinen sind aber durchweg Gasturbinen mit freier Arbeitsturbine.

Beispielsweise wurde ein hydrostatisches Getriebe der Fa. JONSSON Corp. vorgeschlagen, das mit einem mechanischen Getriebe gekoppelt in verschiedenen Bereichen eine Leistungsteilung durchführt, so daß die höheren Verluste des hydrostatischen Getriebes nur zum Teil in den Wirkungsgrad eingehen, während der Rest nur mit den geringeren Verlusten der mechanischen Übertragung behaftet ist. Um zusätzliche Verluste auch im Teillastgebiet – im Vergleich zur Zweiwellen-Gasturbine – kommt man aber nicht herum.

Bei der Gasturbine mit freier Arbeitsturbine besteht zwischen dem Gasgenerator und der Arbeitsturbine nur eine pneumatische Kupplung, Gasgeneratordrehzahl und Arbeitsturbinendrehzahl sind also voneinander unabhängig. Im Leistungskennfeld sind die Linien konstanter Gasgeneratordrehzahl, die sich übrigens auch recht gut als Linien konstanter Turbinen-Eintrittstemperatur definieren lassen, Parabeln mit dem Scheitel bei der Arbeitsturbinendrehzahl besten Wirkungsgrades (ATH, Bd. 1, S. 1118 u. 1119). Die der Arbeitsturbine vom Gasgenerator zur Verfügung gestellte Gasleistung ist längs einer solchen Linie konstant, und die unterschiedliche abgegebene Leistung der Arbeitsturbine ergibt sich durch den von ihrer Drehzahl abhängigen Wirkungsgrad.

Laständerungen – auch bei konstanter Abtriebsdrehzahl der Arbeitsturbine – erfordern eine Änderung der Turbinen-Eintrittstemperatur und eine entsprechende Drehzahländerung des Gasgenerators. Bei der Zweiwellen-Gasturbine benötigen daher Laständerungen eine gewisse Zeitdauer, bis sie ausgeregelt sind. Die Dauer hängt neben der im Gas zur Verfügung gestellten Energie auch vom Trägheitsmoment des Gasgenerator-Rotors ab, das schon aus diesem Grunde möglichst klein sein sollte.

Die mit dem Gas am Brennkammeraustritt zur Verfügung gestellte Energie kann sehr wirkungsvoll durch einen verstellbaren Leitkranz der Arbeitsturbine beeinflußt werden, wie es im ATH, Bd. 1, S. 1139 angedeutet wurde. Bild 4 gibt eine schematische Darstellung eines solchen Verstell-Leitkranzes, Bild 5 zeigt den Durchsatz- und Wirkungsgradverlauf bei von der Auslegungsstellung abweichenden Stellungen der Leitschaufeln.

Zum besseren Beschleunigen des Gasgenerators wird der verstellbare Leitkranz um etwa 20° positiv verstellt. Man kann aus der Durchsatz-Abhängigkeit in Bild 5 erkennen, daß sich dadurch eine

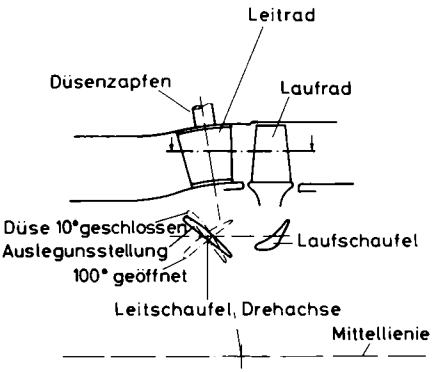


Bild 4.
Schematische Darstellung eines verstellbaren Leitkranzes für die Arbeitsturbine

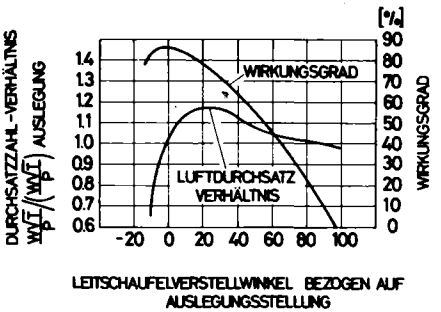


Bild 5. Verlauf von Durchsatz und Wirkungsgrad der Arbeitsturbine bei von der Auslegung abweichender Einstellung der Verstell-Leitschaufeln

Vergrößerung des Gasdurchsatzes ergibt, die sich in einer Änderung der Gefälle-Aufteilung zugunsten der Gaserzeugerturbine auswirkt. Dadurch wird die erwünschte kürzere Beschleunigungsdauer erreicht.

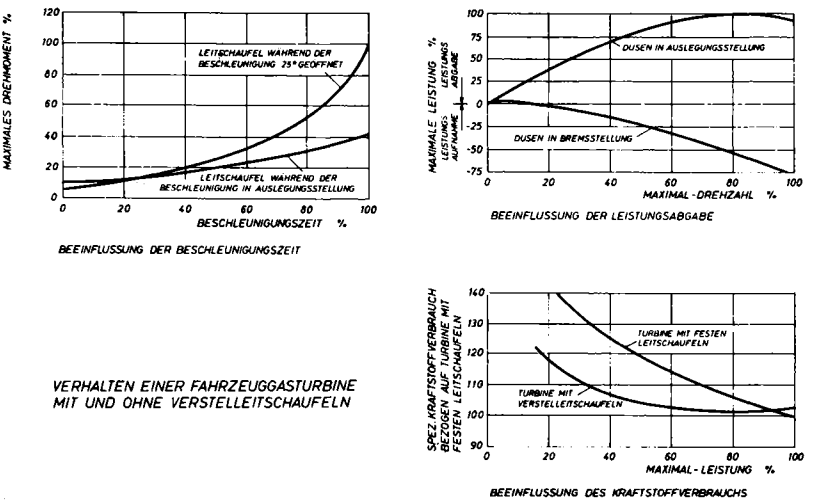
Mit dem Verstell-Leitkranz der Arbeitsturbine kann durch „Zudrehen" auch eine Verbesserung des spezifischen Kraftstoffverbrauches bei Teillast erreicht werden. Beim Öffnen über 90° hinaus wird sogar eine dem Gasturbinen-Antrieb im Vergleich zum Kolbenmotor sonst gänzlich fehlende Bremswirkung erreicht. Daher ist der Verstell-Leitkranz ein beliebtes Element der Fahrzeug-Gasturbine geworden.

Leider sind diese Vorteile nicht ganz kostenlos, denn abgesehen vom erhöhten konstruktiven und regeltechnischen Aufwand, der mit den verstellbaren Leitschaufeln der Arbeitsturbine verbunden ist, muß — wegen der notwendigen Spiele zwischen den beweglichen Schaufeln und den festen Gehäusen — eine gewisse Verminderung des Wirkungsgrades der freien Arbeitsturbine in Kauf genommen werden, die — selbst bei sorgfältiger Gestaltung — 2 bis 4% geringere Wirkungsgrade als bei festen Leitschaufeln dieser Turbine bedeuten kann.

Die Wirkungen des verstellbaren Leitkranzes der freien Arbeitsturbine sind im Bild 6 zusammenfassend dargestellt [4]:

Links oben wird gezeigt, daß bei Anwendung der vorübergehend um 25° „aufgedrehten" Leitschaufeln das volle Drehmoment am Ausgang der Arbeitsturbine schon erreicht wird, wenn zur gleichen Zeit mit einem festen Leitkranz erst knapp über 40% dieses Wertes zur Verfügung stehen.

Die Verbesserung des Teillastverbrauches einer Gasturbine mit Verstellschaufeln im Leitkranz der Arbeitsturbine ist rechts unten dargestellt. Es muß hier aber darauf hingewiesen werden, daß die Verbesserung des spezifischen Kraftstoffverbrauches in diesem Ausmaß nicht durch den Verstell-Leitkranz allein, sondern nur durch dessen Kombination mit einem Wärmetauscher zustande kommt, der aber bei Fahrzeug-Gasturbinen ohnedies in jedem Falle vorzusehen ist.



VERHALTEN EINER FAHRZEUGGASTURBINE MIT UND OHNE VERSTELLEITSCHAUFELN

Bild 6. Auswirkungen des Arbeitsturbinen-Leitkranzes mit Verstellschaufeln

Dieses günstige Ergebnis beruht darauf, daß im Teillastgebiet der Durchflußquerschnitt des Leitrades der Arbeitsturbine verkleinert wird, wodurch sich eine Verminderung des Durchsatzes bei gleichzeitiger Erhöhung der Turbinen-Eintrittstemperatur ergibt. Dadurch steigt aber auch die Turbinen-Austrittstemperatur, die gleich der Eintrittstemperatur des Gases in dem Wärmetauscher ist, etwa im gleichen Maße an, wodurch sich der Wärmerückgewinn im Wärmetauscher erhöht.

Bei einer sonst gleichen Maschine ohne Wärmetauscher würde sich der verstellbare Leitkranz der Arbeitsturbine auf den Teillastverbrauch in weit geringerem Maße auswirken!

Schließlich soll auf die bei über die 90°-Stellung hinaus aufgedrehten Leitschaufeln wirksam werdende Bremswirkung hingewiesen werden, die in der Darstellung dieses Bildes gezeigt wird. Man kann daraus entnehmen, daß bei dieser speziellen Arbeitsturbine, die beim Antrieb etwa bei 80% der Höchstdrehzahl ihren besten Wirkungsgrad besitzt, mit Leitschaufeln in Bremsstellung etwa 75% der Antriebsleistung bremsend wirken können, (allerdings nur, wenn die Arbeitsturbine bei ihrer Höchstdrehzahl läuft), und daß diese Bremsleistung mit abnehmender Drehzahl schnell abnimmt.

In diesem Zusammenhang ist es aber auch interessant zu erfahren, daß der Wärmetauscher für die Begrenzung der Bremsleistung maßgeblich

werden kann. Im Bremsfall erfolgt nämlich – im Gegensatz zum Normalfall – keine nennenswerte Temperaturabsenkung in der Arbeitsturbine. Es ist sogar eine Temperatur-Erhöhung denkbar. Bei verschiedenen Wärmetauscher-Materialien kann aus diesem Grunde die Temperaturfestigkeit des Wärmetauschers (bei Regeneratoren kann es auch die der Dichtungsleisten sein) dabei überschritten werden, so daß die Grenze der Leitkranzverstellung und damit jene der Bremsleistung durch den Wärmetauscher gegeben ist.

3 Komponenten der Gasturbine

Für die Wirtschaftlichkeit sind, wie man aus Bild 1 entnehmen kann, bei den heute möglichen Turbinen-Eintrittstemperaturen von etwa 1273 K (1000° C) je nach Wärmetauschgrad Druckverhältnisse der Verdichtung im Kreisprozeß bei 4 bis 6 optimal. Da man bei Lastkraftwagen, wie schon erwähnt, höhere verfügbare Leistungen (kW/t) anstrebt, muß man – vom Standpunkt der Wirtschaftlichkeit gesehen – dem Teillastverhalten erhöhte Aufmerksamkeit schenken. Dem Vollastpunkt wird man dann in dieser Hinsicht nicht mehr ganz die Bedeutung beimessen dürfen wie bisher. Bei der Auslegung des Vollastpunktes werden daher zweckmäßigerweise die höheren Druckverhältnisse zu wählen sein.

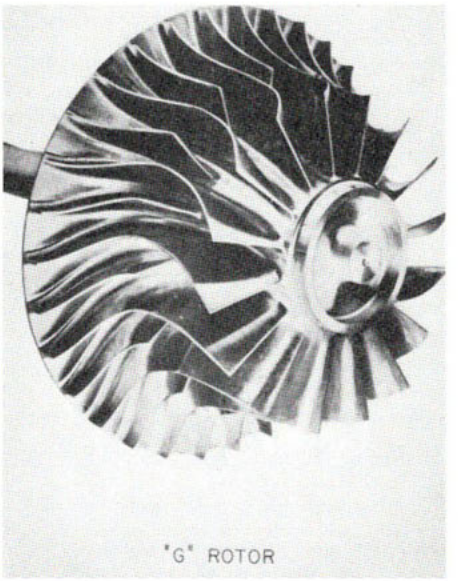


Bild 7.
Laufrad eines Hochdruck-Zentrifugalverdichters (UAC)

31 Verdichter

Nach neueren Entwicklungen muß diese Wahl nicht mehr mit einer komplizierten Maschine, beispielsweise einer zweistufigen Verdichtung, verbunden sein.

Es ist gelungen, mit einstufigen Radialverdichtern Druckverhältnisse um 6 und höher mit Wirkungsgraden von mehr als 80% zu verwirklichen. Diese sind auch bei den hier erforderlichen kleinen Abmessungen möglich [5].

Sowohl Laufräder als auch Leiträder werden sehr sorgfältig gestaltet. Dabei wird die Herstellung der Leiträder sogar einfacher.

Bild 7 zeigt die Ansicht des Laufrades, Bild 8 den Schnitt und Bild 9 die Ansicht des Leitapparates, mit dem diese überraschenden Ergebnisse erzielt werden konnten, die das Verdichterkennfeld, Bild 10, darstellt.

Aus verschiedenen Gründen werden von manchen Firmen Kombinationen einstufiger Radialverdichter mit axialen, meist transsoni-

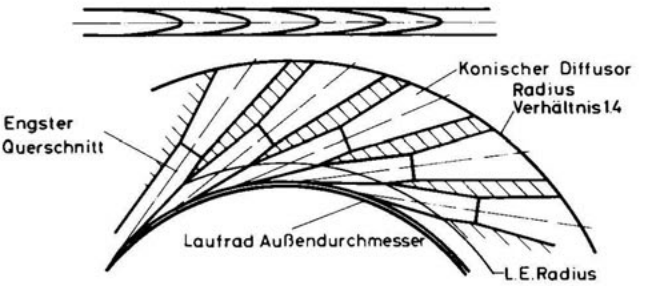


Bild 8. Schnittzeichnung des Leitapparates zum UAC-Hochdruck-Zentrifugalverdichter

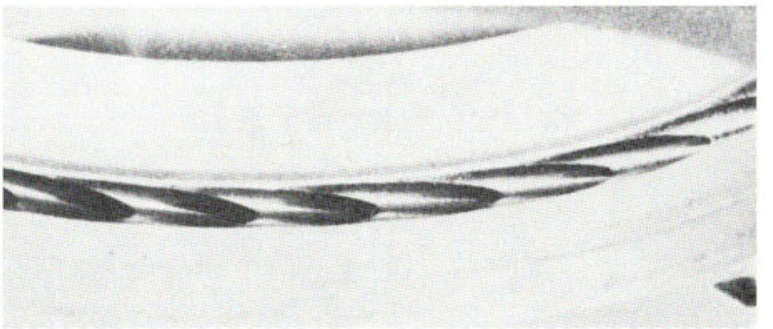


Bild 9. Ansicht eines Leitapparates des UAC-Hochdruck-Zentrifugalverdichters

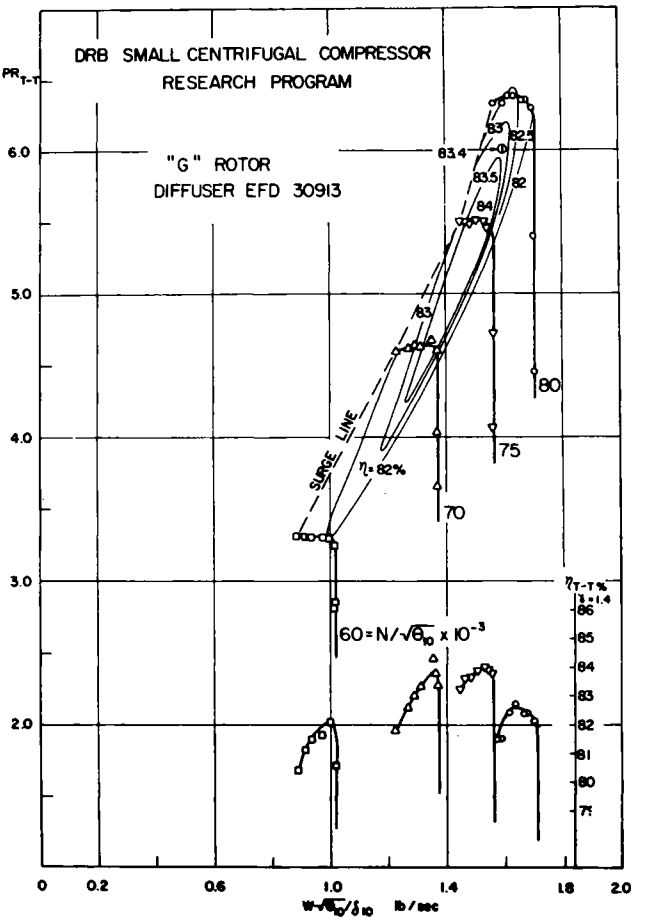


Bild 10. Kennfeld eines UAC-Hochdruck-Radialverdichters

schen Vorstufen und auch zweistufige Radialverdichter bevorzugt, mit denen ähnliche Ergebnisse erzielt wurden.

Solche Gründe können sein:

- Geringeres Trägheitsmoment (wichtig wegen der Beschleunigung des Gasgenerators bei schnellen Lastwechseln),
- Bauliche Abmessungen (äußerer Durchmesser),
- Besondere Erfahrungen mit solchen Kombinationen (Kennfeldbreite), die u. U. wegen des Verstell-Leitkranzes der Arbeitsturbine notwendig werden können,
- Der Patentschutz der besonderen Ausbildung des einstufigen Radialverdichters, insbesondere seines Leitapparates.

32 Turbinen

Es ist bekannt, daß eine möglichst hohe Turbinen-Eintrittstemperatur anzustreben ist, um bei sonst gleichen Gegebenheiten eine Verbesserung im Hinblick auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch zu erzielen.

Allerdings wird hier die Grenze gesetzt durch die heute verfügbaren Werkstoffe und durch die Abmessungen der hier in Frage stehenden Maschinen. Bei größeren Turbinen, wie sie als Flugtriebwerke eingesetzt werden, wird sehr häufig eine Kühlung der Schaufeln – zumindest der ersten Stufe – angewandt, wodurch oft eine erhebliche Erhöhung der Turbinen-Eintrittstemperatur auch mit den heute verfügbaren Werkstoffen möglich wird.

Die Gestaltung der Kühlkanäle wird mit kleiner werdenden Abmessungen schwierig. Die lineare Verkleinerung von bestehenden gekühlten Turbinen größerer Leistung ist daher nicht möglich. Um die Kühlkanäle auch in den Schaufeln von Fahrzeugturbinen unterzubringen, könnte man daran denken, unter Beibehaltung der Schaufelprofile die Querschnittsabmessungen zu vergrößern. Leider ist diese Maßnahme aber mit einer Wirkungsgradverschlechterung der Turbine verbunden, weil die „Sekundärverluste" stark zunehmen.

Der mögliche thermodynamische Gewinn infolge der höheren Turbinen-Eintrittstemperatur kann u. U. nicht erreicht werden: Einmal wegen der Einbuße an Turbinenwirkungsgrad, zum anderen wegen der notwendigen Kühlluft, die für den Kreisprozeß weitgehend verloren ist. Anstatt eines Gewinnes kann sogar ein Verlust auftreten, wenn die durch die Kühlung der Schaufeln erreichbare Steigerung der Gastemperatur nicht ausreichend hoch ist.

Es ist eine gekühlte Zentripetal-Turbine bekanntgeworden [6], die für den Antrieb des Gasgenerators durchaus geeignet wäre, da sie wegen der festen mechanischen Verbindung mit dem Verdichter stets in der Nähe ihres jeweils optimalen Wirkungsgrades laufen kann. Derartige Gaserzeuger mit gekühlter Zentripetalturbine sind denkbar, bisher aber bei Fahrzeug-Gasturbinen noch nicht ausgeführt worden.

Die günstige Wirkung der verstellbaren Leitschaufeln bei einer „freien Arbeitsturbine" wurde schon besprochen. Alle Fahrzeugturbinen (mit nur einer Ausnahme!) sind damit ausgerüstet. Da in der Turbine des Gaserzeugers schon eine beträchtliche Temperatur-Absenkung eintritt, braucht die Arbeitsturbine in der Regel nicht gekühlt zu werden und wird wegen des bei Stillstand der Turbine erwünschten hohen Drehmomentes (dem sog. „Startmoment" oder „Losbrechmoment" (ATH, Bd. 1, S. 1113, Bild 16) durchweg als Axialturbine ausgeführt.

33 Brennkammer

Anhand des T-S-Diagrammes (ATH, Bd. 1, S. 1105, Bild 10) soll zunächst die Aufgabe der Brennkammer erläutert werden: Im Verdichter wird die Luft vom Punkt 1 bis zum Punkt 2 komprimiert, wobei sie sich gleichzeitig etwas erwärmt. Anschließend wird sie bei Verwendung eines Wärmetauschers vom Punkt 2 bis zum Punkt A aufgeheizt. Schließlich wird ihre Temperatur in der Brennkammer durch Kraftstoffverbrennung vom Punkt A bis zum Punkt 3 (der Turbinen-Eintrittstemperatur) gesteigert.

In die Brennkammer wird feinverteilter Kraftstoff kontinuierlich eingebracht, der nach Zündung beim Start unter Zumischung der komprimierten Luft verbrennt. Durch Wirbelerzeuger werden in der Verbrennungszone Gebiete unterhalten, in denen stellenweise eine stoechiometrische Verbrennung stattfinden kann und auch entsprechend hohe Temperaturen erreicht werden.

Ein geringer Teil der heißen Gase verbleibt infolge der herrschenden Wirbelströmungen in diesem Gebiet („Primärzone") und sorgt für die Zündung des durch die ständige Kraftstoffzufuhr entstehenden brennbaren Gemisches.

Der weitaus größere Teil der heißen Gase, in dem die Verbrennung noch andauert, strömt dem Druckabfall in der Brennkammer entsprechend deren Ausgang zu, wobei zunächst in der „Sekundärzone" weitere Luft dosiert zugemischt wird, damit die Verbrennung kontrolliert zu Ende geführt werden kann.

In der daran anschließenden „Tertiärzone" wird dann die restliche Luft durch relativ große Öffnungen, meist unterschiedlicher Größe, beigemischt, so daß die Brenngase am Brennkammer-Austritt die der zugeführten Kraftstoffmenge entsprechende Temperatur besitzen und so der Turbine zugeführt werden. Durch besondere Anordnung der Eintrittsöffnungen für die Tertiärluft kann auch die Temperaturverteilung am Brennkammeraustritt beeinflußt werden. Zum Schutze der Brennkammerwände wird durch kleine Öffnungen ein kühlender Luftschleier gebildet, der insbesondere in der Nähe der Primärzone keine „heißen Punkte" entstehen lassen soll, die Risse verursachen können. Solche Risse schreiten fort und führen zu Störungen des gewünschten Verbrennungsablaufes. In längeren Laufzeiten lassen sich solche Risse kaum vermeiden und daher sind Inspektionen von Zeit zu Zeit erforderlich, die dann zum Austausch der sog. „Flammrohre" führen.

Gute Brennkammern verbrennen den eingebrachten Kraftstoff fast vollständig. „Ausbrand"-Zahlen von 98 und 99% sind nicht selten. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxyd sind in weitaus geringerem Maße vorhanden als bei Kolbenmotoren. Das ist nicht überraschend, wenn man bedenkt, daß bei Kolbenmotoren (sowohl bei Otto- als auch bei Dieselmotoren) für den Ablauf der Verbrennung

nur ein sehr kurzer Zeitraum zur Verfügung steht und dabei relativ kalte Oberflächen eine vollständige Verbrennung der wandnahen Zwischenprodukte verhindern können.

Bei der Entwicklung von Gasturbinen-Brennkammern, die eine stetige Verbrennung durchführen, ist ein genaues Studium der einzelnen Phasen der Verbrennung möglich. Gute Kompromisse zwischen verschiedenen Belastungszuständen der Gasturbine, die notwendigerweise auch andere Brennkammerzustände bedeuten, sind denkbar.

Wenn auch die Schadstoffe, die mit dem Gas, das die Brennkammer und schließlich die Gasturbine als Abgas verläßt, nur einen Bruchteil an Unverbranntem von dem darstellen, was ein gleichstarker Kolbenmotor davon im Abgas enthält, so sind doch häufig die ebenfalls nicht tolerablen Stickoxyde (NO_x), die bei sehr großer Hitze entstehen, in den Abgasen der Gasturbine enthalten. Ihre Konzentration kann an jene von Kolbenmotoren herankommen.

Gerade bei Gasturbinen mit Wärmetauschern ist der Gehalt an NO_x meist höher als bei einfachen Gasturbinen ohne Wärmetauscher, wie auch bei aufgeladenen Dieselmotoren der NO_x-Gehalt mit dem Aufladegrad zunimmt, da die Verbrennung in diesem Falle auf einem höheren Temperaturniveau abläuft.

Während jedoch bei Dieselmotoren eine Einflußnahme auf die Bildung der Stickoxyde fast aussichtslos erscheint, weil man den Verbrennungsablauf kaum (am ehesten vielleicht durch Zumischung von Abgas als Verbrennungs-„Bremse") beeinflussen kann, hat man bei der Gasturbinen-Brennkammer die Möglichkeit, die Verbrennung durch entsprechende Dosierung der Luft in der Primärzone und durch geeignete Aufbereitung des Kraftstoffes im gewünschten Sinne zu beeinflussen.

In der Tat sind in dieser Hinsicht schon gute Erfolge erzielt worden, und die Hersteller von Gasturbinen für den Fahrzeugantrieb haben mit der Einhaltung der Grenzen der Schadstoffe weniger Sorgen als die Hersteller von Kolbenmotoren.

Es ist vielleicht nicht ganz uninteressant, hier darauf hinzuweisen, daß wirtschaftliche Dieselmotoren, insbesondere jene mit den besten spezifischen Kraftstoffverbräuchen, auch die höchsten Emissionsraten an Stickoxyden aufweisen und auf dem Wege zur Verbesserung dieses Verhaltens zu Verbrennungsverfahren greifen müssen, welche eine Verschlechterung der Wirtschaftlichkeit bedeuten. Somit scheint in dieser Hinsicht die Annäherung der Gasturbine an die Verbräuche solcher Dieselmotoren kein besonderes Problem mehr zu sein.

Da Gasturbinen eine stetige Verbrennung haben, braucht der bei Ottomotoren notwendige Zusatz von Bleitetraäthyl, der als „Klopfbremse" wirkt, und der die gefürchtete Blei-Emission ergibt, gar nicht erst in Betracht gezogen zu werden.

4 Werkstoffe

Auf die Rolle, welche die Verbesserung der warmfesten Werkstoffe bei der Entwicklung der Gasturbine spielt, wurde im Zusammenhang mit ATH, Bd. 1, S. 1099, Bild 2 hingewiesen. In der Tat ist der Einfluß der Temperatur vor der Turbine beeindruckend, sowohl für die spezifische Leistung als auch für den spezifischen Kraftstoffverbrauch.

Bei den schnell drehenden Maschinen, zu denen die Kreiselverdichter und Turbinen gehören, welche ein gasförmiges Medium verarbeiten, wie es bei Gasturbinen erforderlich ist, sind die fliehkraftbedingten Spannungen in Schaufeln und Scheiben für deren Dimensionierung maßgebend. Die Fliehkraft eines Schaufelteiles, welcher einen Schaufelquerschnitt beansprucht, ist der Dichte des Schaufelwerkstoffes direkt proportional. Es ist einleuchtend, daß der Quotient aus der (Flieh-) Kraft und dem durch sie belasteten Querschnitt, welcher die zu ermittelnde Spannung ergibt, um so kleinere Werte hat, je spezifisch leichter der Werkstoff ist. Andererseits aber ist von zwei Schaufeln aus verschiedenen Werkstoffen gleicher Dichte jene die sicherere, deren Werkstoff die höhere Spannung zuläßt. Man kann daraus als Maß für die Güte eines Werkstoffes den Quotienten aus seiner „zulässigen" Spannung und seiner Dichte herleiten, der als „Reißlänge" sehr einleuchtend und verständlich definiert ist, wenn diese „zulässige" Spannung gleichzeitig seine Zerreißfestigkeit darstellt und es sich um einen konstanten Querschnitt (Draht) handelt.

Dieser Quotient behält seine Aussagekraft als Gütemaßstab auch dann bei, wenn die zugelassene Spannung als jener Wert definiert wird, der beispielsweise eine bestimmte Dehnung nach einer als notwendig erachteten Belastungsdauer ergeben würde und die für zwei zu vergleichende Werkstoffe durch Versuche festgestellt wird. Häufig wird als Vergleichsgröße für warmfeste Werkstoffe auch jene Spannung zur Definition dieser „spezifischen Festigkeit" herangezogen, die bei einer vorgesehenen Temperatur nach 1000 Stunden zum Bruch führt oder eine Dehnung von 1% ergibt.

Für die „kalten" Komponenten (axiale Vorsatzstufen, Zentrifugalräder) können Leichtmetalle (Aluminium- oder Titanlegierungen) durchaus die günstigere Alternative bei der Werkstoffauswahl darstellen, und so findet man häufig sogar aus Aluminium gegossene Verdichterräder.

Hingegen sind bei Turbinen, wenn die aus der Brennkammer austretenden Gase Temperaturen von 700° C (973 K) überschreiten, selbst hochlegierte Stähle nicht mehr ausreichend, sondern es werden hochwarmfeste Legierungen erforderlich. Gegenwärtig finden als Werkstoffe für die Heißteile Legierungen Anwendung, die hauptsächlich aus Nickel und Kobalt bestehen und Chrom, Molybdän, Vanadium und ähnliche Metalle als Legierungsbestandteile aufweisen. Man unterscheidet Schmiede- und Gußlegierungen. Bei Kleingasturbinen, zu

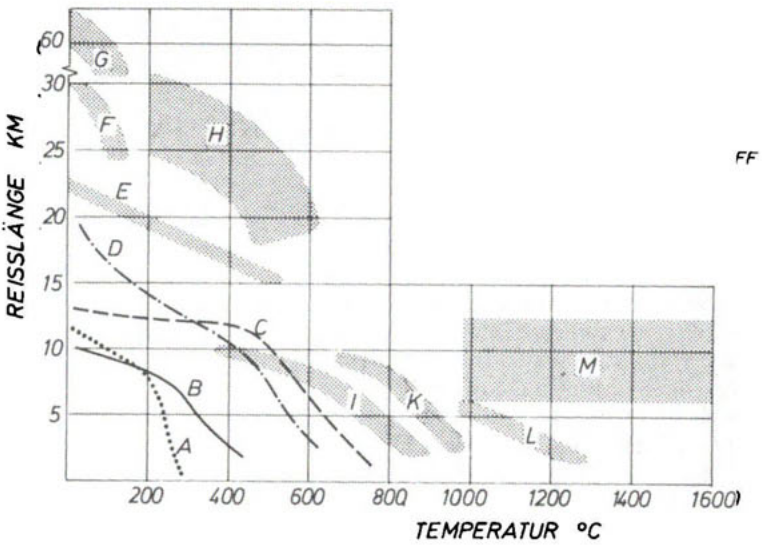


Bild 11. „Spezifische Festigkeit" (Reißlänge) verschiedener Werkstoffe aus [2]

denen selbst die „größeren" Fahrzeugturbinen gehören dürften, werden die Turbinenrotoren (Scheiben und Schaufeln) aus einem Stück gegossen. Diese sind erheblich billiger als „gebaute" Turbinenräder, bei denen Scheibe und Schaufeln getrennt — mit den notwendigen feinen Toleranzen für die Verbindung — hergestellt werden müssen.

Wenn hier von „Gußrotoren" die Rede ist, so darf man nicht an Streubereiche denken, die man sonst bei „Guß" gewöhnt ist, denn die hier zur Anwendung kommenden Legierungen werden ausnahmslos im Vakuum geschmolzen und vergossen und weisen in ihren Eigenschaften ein Streuband auf, das durchaus mit jenem der Schmiedelegierungen vergleichbar ist.

Der Übergang von warmfesten Stählen auf die hochwarmfesten Legierungen, die Eisen nur noch als Legierungsbestandteil enthalten, bedeutete einen Sprung für die zulässige Turbinen-Eintrittstemperatur. Die Weiterentwicklung dieser hochwarmfesten Legierungen ermöglichte eine weitere Steigerung der Einsatztemperatur, die im letzten Jahrzehnt noch im Durchschnitt etwa 10°C im Jahr betrug.

Allerdings werden die hochwarmfesten Legierungen heute bei Temperaturen eingesetzt, die schon recht nahe bei ihrer Schmelztemperatur liegen. Eine wesentliche Steigerung der zulässigen Werkstofftemperaturen ist daher kaum mehr zu erwarten. Die Werkstoff-Entwicklungen

gehen zwar auf dem Wege neuer Metallkombinationen und auch nichtmetallischer Zusätze (Seltene Erden) weiter, es wurden aber auch andere Wege erfolgreich eingeschlagen (T.D.-Nickellegierungen, Sintertechnologie u. a.).

Der Einsatz von keramischen Werkstoffen, deren Hitzebeständigkeit allgemein bekannt ist, wird auch schon im Gasturbinenbau seit langem angestrebt. Man ist jedoch wegen der „Thermoschock-Empfindlichkeit", d. h. der Unverträglichkeit schroffer Temperatur-Unterschiede wie sie z. B. beim Anlassen auftreten, bei den bisher verwendeten Werkstoffen noch nicht sehr weit gekommen.

Die Thermoschock-Empfindlichkeit beruht darauf, daß einerseits die Wärmeleitfähigkeit dieser Werkstoffe sehr gering ist, andererseits aber Wärmedehnungen in den erhitzten Partien auftreten, welche in den kälteren Zonen Zugspannungen auslösen, gegen die spröde Stoffe – wie die Werkstoffe auf keramischer Basis – besonders empfindlich sind und daher brechen.

Man versucht daher, Werkstoffe mit geringen Wärmedehnungsbeiwerten zu verwenden, zu denen beispielsweise Silizium-Nitrid gehört, von dem in den letzten Jahren auch im Zusammenhang mit Gasturbinen viel gesprochen wurde. In den USA wurden staatliche Forschungsaufträge vergeben, welche die mit keramischen Werkstoffen zusammenhängenden Probleme durch konstruktive Maßnahmen und besondere Herstellungsverfahren lösen sollen. Aus der Tatsache, daß sich Firmen wie Ford mit diesen Aufgaben intensiv befassen, kann man schließen, daß man hier – auch in preislicher Hinsicht – Vorteile erwartet, die einer Fahrzeug-Gasturbine sehr zugute kämen.

Die Verwendung von keramischen Stoffen für die Matrix von Regeneratoren hat aus Gründen des niedrigen Wärmedehnungskoeffizienten dieser Werkstoffe zugenommen. Es tritt eine nur geringe Verformung der Matrixscheiben im Betrieb auf, wodurch das Dichtungsproblem zwischen heißen Gasen niedrigen Drucks und der zu erhitzenden Druckluft leichter zu beherrschen ist.

Eine solche Regeneratorscheibe, die von der US-Firma *Corning Glass Company* in 3 Standardgrößen aus dem glaskeramischen Werkstoff *Cercor* mit einem außergewöhnlich niedrigen Wärmedehnungskoeffizienten hergestellt wird, zeigt Bild 12.

Die Feinstruktur dieser Matrix ist in Bild 13 zu erkennen.

Für die übrigen Teile der Gasturbine ist die Einführung keramischer Teile wohl zunächst nur bei den nicht rotierenden Elementen (z. B. Leitschaufeln) zu erwarten. Aber schon da würde sich der Einsatz lohnen, da die dort sonst benötigte Kühlluft eingespart werden kann.

Bild 13. Aufbau der Matrix des Regenerators in Bild 12

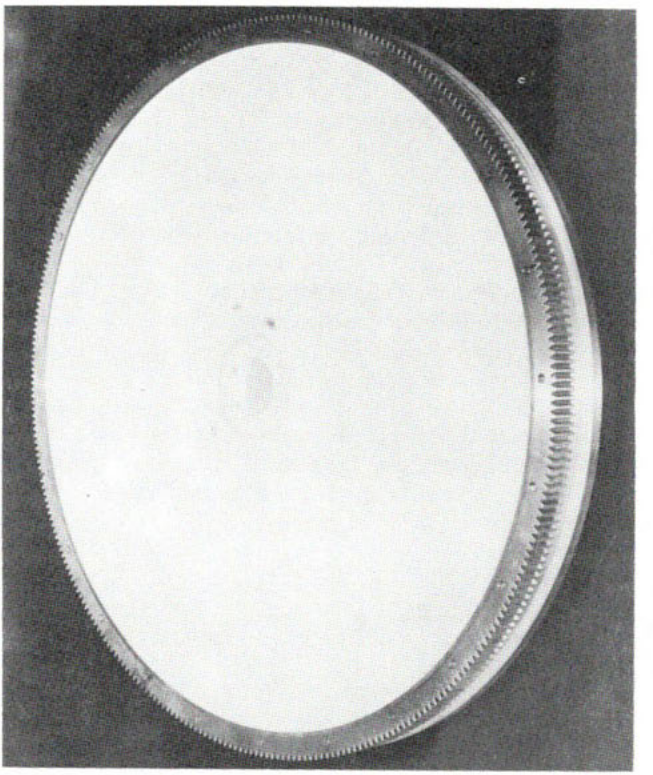
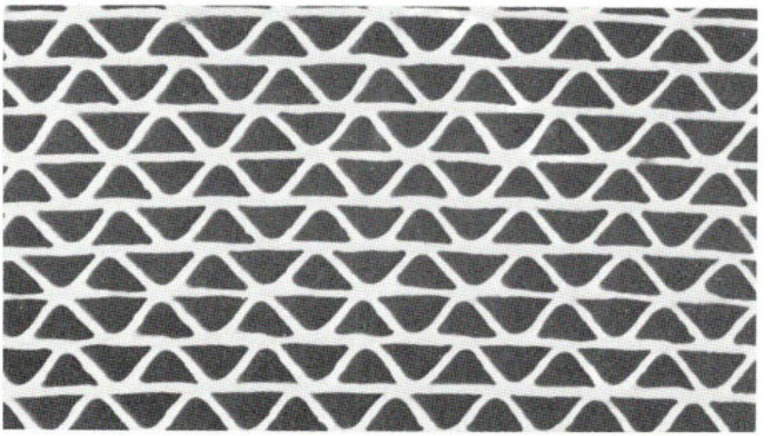


Bild 12. Scheibe eines regenerativen Wärmetauschers aus dem glaskeramischen Werkstoff *Cercor* (Corning Glass Company)



5 Fahreigenschaften bei Gasturbinenantrieb

Im Kapitel „Charakteristik verschiedener Gasturbinen" wurde bereits im ATH, Bd. 1, die Charakteristik der Zweiwellen-Gasturbine im „Fahrdiagramm" und im „Leistungsdiagramm" dargestellt. Hier soll nur noch im Leistungsdiagramm eine Gegenüberstellung eines Fahrzeuges, das von einem Dieselmotor mit einem Schaltgetriebe von sechs oder zwölf Stufen angetrieben wird, und eines gleichschweren Fahrzeuges mit Antrieb durch eine leistungsgleiche Gasturbine bei nur vier Schaltstufen gegeben werden.

Der Dieselmotor erreicht im Leistungsdiagramm bei der höchsten Drehzahl, also auch bei höchster Fahrgeschwindigkeit, seine höchste Leistung. Wenn der „effektive" Mitteldruck des Motors (p_e) – eine dem Drehmoment proportionale Größe – mit abnehmender Drehzahl konstant bleibt, würde die Leistung des Dieselmotors linear mit der Drehzahl abnehmen, Im allgemeinen kann p_e mit fallender Drehzahl aber zunächst etwas ansteigen, um dann rasch abzufallen; bei Drehzahlen unterhalb etwa 25 bis 40% der Höchstdrehzahl ist bei Kolbenmotoren keine Leistungsabgabe mehr möglich.

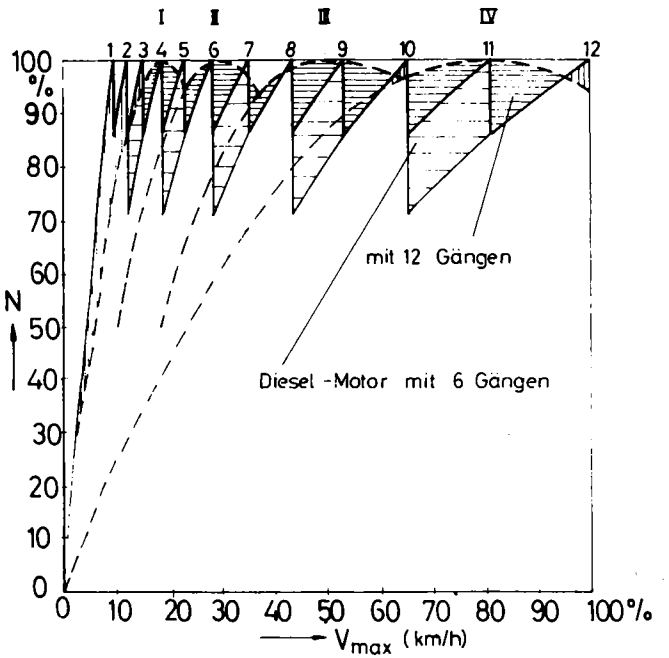


Bild 14. Vergleich der verfügbaren Leistungen von Dieselmotor und Gasturbine im Fahrzeug-Leistungsdiagramm

Bei der Gasturbine ist das Verhalten anders. Da das Drehmoment mit vom Bestpunkt des Wirkungsgrades abnehmender Drehzahl bis zum Stillstand ungefähr linear auf etwa den doppelten Wert zunimmt, hingegen bei darüber hinausgehender Drehzahl in gleicher Weise abnimmt, sind die Leistungskurven über der Drehzahl (d. h. auch über der Geschwindigkeit) aufgetragen, in etwa Parabeln, ähnlich dem Wirkungsgradverlauf.

Mit einem geometrisch gestuften 4-Gang-Getriebe könnte man in diesem Falle im 1. Gang ein Startmoment erreichen, das mehr als das 12fache des Momentes bei Höchstdrehzahl im 4. Gang sein kann.

Der Vorteil einer solchen Gasturbine ist aus dem Bild 14 ohne weiteres zu erkennen. Die waagerecht schraffierten Flächen stellen die Geschwindigkeitsbereiche dar, in denen der Dieselmotor mit dem Sechs- oder Zwölf-Gang-Getriebe der Gasturbine mit einem Vier-Gang-Getriebe unterlegen ist, d. h. in diesen Bereichen hat er weniger Leistung zur Verfügung als die leistungsgleiche Gasturbine. Nur in den relativ kleinen senkrecht schraffierten Gebieten ist der Dieselmotor überlegen. Das bedeutet nicht nur, daß das gasturbinengetriebene Fahrzeug infolge der durchschnittlich höheren Leistung im gesamten Fahrbereich eine höhere Durchschnittsgeschwindigkeit erwarten läßt, auch die weniger oft von Schaltvorgängen unterbrochene Fahrt stellt eine Verbesserung in dieser Hinsicht dar, ganz abgesehen von der weniger ermüdenden Tätigkeit des Fahrers. Wahrscheinlich hängt die geringere Abnutzung der Reifen, die bei Vergleichsfahrten am Fahrzeug mit Gasturbinen-Antrieb gemessen wurde [1], auch mit diesem Umstand zusammen.

6 Ausgeführte Gasturbinen-Fahrzeug-Antriebe

In Anlehnung an die im ATH, Bd. 1, gegebene Reihenfolge soll hier über die Arbeiten verschiedener Firmen berichtet werden. Zum größten Teil wurden neue Gasturbinen entwickelt, deren Besonderheiten beschrieben werden.

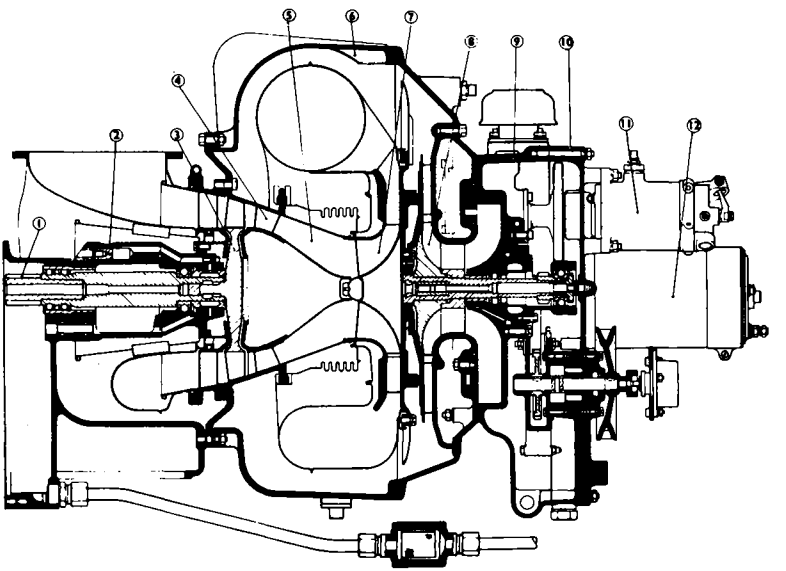
61 Rover-Leyland

Mit einer Gasturbine, deren Typenbezeichnung 2S/150 lautet, und die sich nur dadurch von der Type 2S/140 unterscheiden dürfte, daß der Wärmetauscher entfällt, hat die Firma Rover 1963 am 24-Stunden-Rennen von Le Mans teilgenommen, bei dem diese Gasturbine in einem „BRM"-Rennwagen eingebaut war und gewann eine vom Automobil-Club de l'Ouest gestiftete Trophäe [7].

Diese Gasturbine erreichte im Vollastpunkt einen Verbrauch von etwa 499 g/kWh (367 g/PSh), wobei das Verdichterdruckverhältnis

mit 4 : 1 und die Höchsttemperatur vor der Turbine mit 930° C (1203 K) bei einer zugrundegelegten Ansaugtemperatur von etwa 15,5° C genannt werden. Die Leistung wird mit 150 PS angegeben und dürfte aus der schon beschriebenen 2S/140-Gasturbine, die 140 PS leisten sollte, dadurch herausgeholt worden sein, daß der rekuperative Wärmetauscher nicht eingebaut ist, so daß dessen Druckverluste entfallen. Außerdem scheint man bei diesem Typ die verstellbaren Leitapparate bei Verdichter und Turbinen nicht verwendet zu haben, um eine robuste Maschine zu bekommen.

Wohl mit derselben Maschine, die jedoch mit einem regenerativen *Cercor*-Wärmetauscher ausgerüstet war und die Typenbezeichnung 2S 150 R (Regenerator) erhielt, nahm die Firma 1965 abermals am



1. Welle der Arbeitsturbine
2. Lagergehäuse der Arbeitsturbinenwelle
3. Laufrad der Arbeitsturbine
4. Leitkranz der Arbeitsturbine
5. Übergangskanal zwischen Gaserzeuger- und Arbeitsturbine
6. Brennkammergehäuse
7. Gaserzeugerturbine
8. Zentrifugal-Verdichter
9. Gehäuse des Hilfsgetriebes
10. Gehäusedeckel mit Hilfsgeräten
11. Regler und Kraftstoffsystem
12. Elektrischer Starter-Generator

Bild 15. Rover 2S 150 Fahrzeuggasturbine

24-Stunden-Rennen von Le Mans teil. Die Leistung der Gasturbine war infolge der Druckverluste des Wärmetauschers etwas geringer (145 PS), aber der spez. Kraftstoffverbrauch konnte damit um etwa 30% gesenkt werden. Trotz eines mechanischen Schadens konnte das Fahrzeug (BRM) diese Konkurrenz als 10. Teilnehmer beenden, und zwar mit dem niedrigsten Kraftstoffverbrauch aller Fahrzeuge, die das Rennen überhaupt beendeten [8, 9, 10]!

Die britische Firma Leyland Motor Corporation, die schon früh mit Rover bei der Entwicklung von Gasturbinen für militärische Zwecke zusammengearbeitet hatte, erwarb die Rover-Company und damit auch deren Erfahrungen im Kleingasturbinenbau. Als erste Turbine der neuen „Leyland Gas Turbines Ltd." entstand eine 350–400 HP-Gasturbine, die den Antrieb einer Leyland-Gasturbinen-Zugmaschine für einen 38 t-Zug bildete. Diese Gasturbine ist der zuletzt beschriebenen Rover-Gasturbine 2S 150 R im Aufbau sehr ähnlich, mit dem Unterschied, daß die Turbine des Gasgenerators und die Arbeitsturbine als Axialturbinen ausgebildet sind. Es werden 2 Glaskeramik-Regenerator-Scheiben aus *Cercor* für den Wärmetauscher benutzt, der beidseitig am tragenden Gußeisengehäuse angebracht ist.

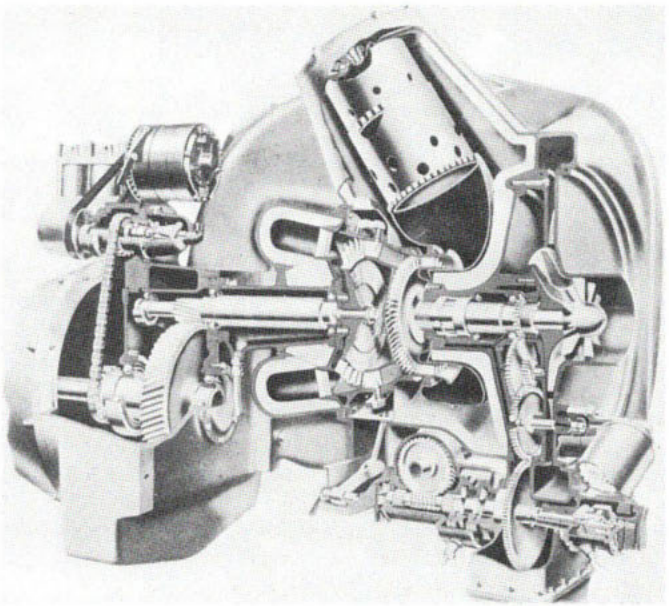


Bild 16. Leyland 370 PS Fahrzeuggasturbine

Ein anderer Unterschied, dem wohl auch der beachtlich niedrige Verbrauch von etwa 176 g/PSh zu danken sein dürfte, ist der Verstell-Leitkranz der Arbeitsturbine. Es wird angegeben, daß der Verbrauch von Vollast bis zu einer Teillast von 30% herunter dem eines Fahrzeuges mit Dieselmotor vergleichbar sei.

Von den Zubehör- und Hilfsantrieben wird die Öldruck- und Ölabsaugpumpe sowie die Kraftstoffpumpe von der Gasgeneratorwelle her angetrieben; außerdem treibt sie aber auch die Hydraulikpumpe zur Betätigung der Getriebeschaltung und – über einen Schneckentrieb – auch noch die Generatorscheiben des Wärmetauschers an. Als Nebenabtriebe von der Ölpumpe werden dann noch Kühlgebläse, Tacho-Generator sowie die Hydraulikpumpe für die Fahrzeug-Steuerung vom Gasgenerator angetrieben.

Hingegen treibt die Arbeitsturbine nur den Luftpresser, den Regler der Arbeitsturbine sowie über einen Riementrieb von dieser Reglerwelle her einen 24-Volt-Wechselstromgenerator an.

Als Gewicht dieser Gasturbine, die maximal zwar 400 PS zu leisten imstande ist, aber normalerweise nur mit 370 PS belastet wird, werden etwa 450 kg angegeben. Im Vergleich zu einem gleichstarken Dieselmotor dürfte das sicherlich weniger als die Hälfte sein.

62 General Motors

Die Entwicklungsabteilung dieser Firma für Fahrzeuggasturbinen hat inzwischen Modelle erprobt, deren wichtigste Etappen hier erwähnt werden sollen.

Mit der Type GT 309 wurde die Konzeption der im ATH, Bd. 1, beschriebenen GMT 305 verlassen, welche mit 2 Regenerator-*Trommeln* als Wärmetauscher arbeitete. Die GT 309 besitzt nur einen *scheiben*-förmigen Regenerator-Wärmetauscher, der oberhalb der Maschine angebracht ist und ihr ein sehr kompaktes Aussehen gibt [11].

Ein besonderes Merkmal dieser Gasturbine besteht darin, daß die Arbeitsturbine beispielsweise zum Zwecke der Fahrzeugbremsung mit der Gasgeneratorwelle gekuppelt werden kann. General Motors macht geltend, daß aber auch bei anderen Fahrzuständen eine Kupplung der beiden Wellen zweckmäßig sei, um in Teillastgebieten wirtschaftlich zu fahren. Auf diese Weise kann trotz des festen Leitkranzes der Arbeitsturbine ein ähnlich guter Teillastverbrauch erreicht werden wie bei einer Gasturbine mit verstellbarem Leitkranz der Arbeitsturbine.

Dieses Prinzip wurde auch bei dem Typ Allison-GT 404 beibehalten, der jedoch 325 PS leistet und 2 Regeneratorscheiben mit metallischer Matrix besitzt, die seitlich angebracht sind [12].

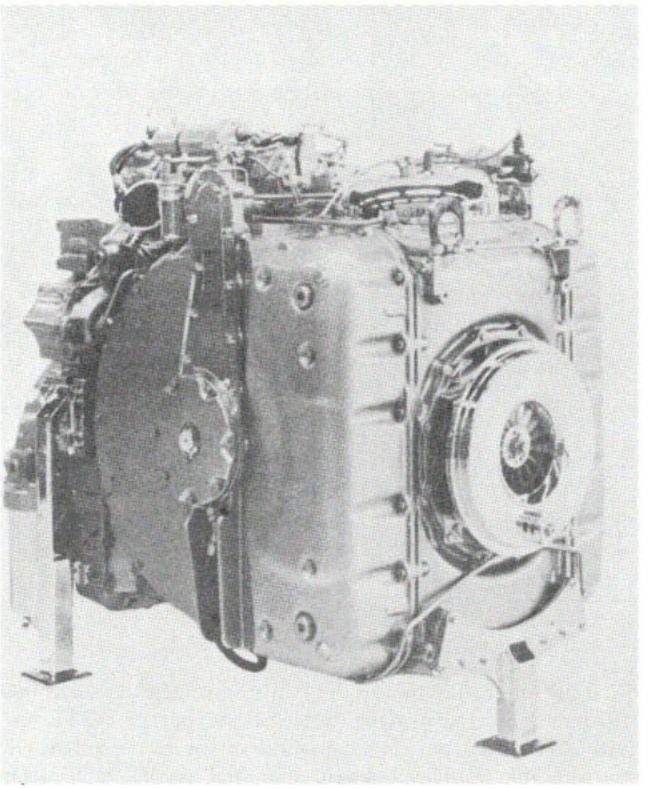


Bild 17. Allison (GM) GT404 Gasturbine

Der spezifische Kraftstoffverbrauch wird wie bei GT 309 mit 280 g/PSh bei Vollast angegeben und bei 80% Last etwa mit 188 g/PSh.

Das Leistungs-Übertragungs-System (Power-Transfer-System) zwischen Arbeitsturbinen und Gaserzeuger-Welle wird in Abhängigkeit der Lastzustände über einen Drehmomentenfühler hydraulisch gesteuert.

Bei Bergabfahrten tritt automatisch eine Bremsung ein, da der Leistungsbedarf sich von positiven zu negativen Werten ändert und das Fahrzeug die Arbeitsturbine antreibt. Die hydraulisch betätigte Kupplung zwischen Arbeitsturbine und Gaserzeuger schließt den Kraftfluß, und der Verdichter absorbiert sehr wirkungsvoll, wie aus Bild 18 zu erkennen ist, die Energie, die das Fahrzeug bei Bergabfahrt erzeugt.

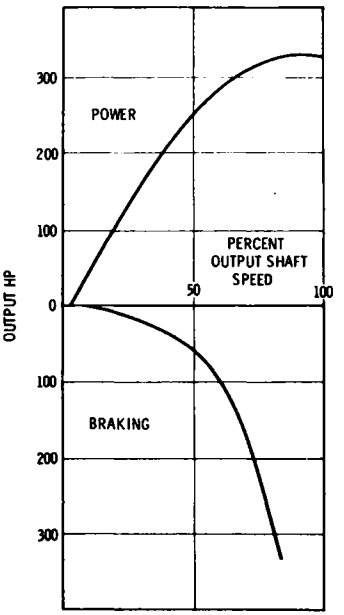


Bild 18. Bremswirkung durch Kupplung der Arbeitsturbine mit dem Gaserzeuger (GM-Prinzip)

Es wird darauf hingewiesen, daß die Anforderungen des California-Tests für 1975 an den Schadstoffgehalt der Abgase bereits 1972 erreicht wurden und dies trotz der bei Gasturbinen mit Wärmetauscher schwierigen Aufgabe im Hinblick auf die Stickoxyde (NO). Klarer Auspuff und niedrige Konzentration von Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxyd waren ohnedies zu erwarten.

Im allgemeinen werden, wie schon erwähnt, bei Gasturbinen die Brennkammern nur während des Ingangsetzens der Maschine gezündet. Die Zündkerzen werden dann mit dem Startermotor gleichzeitig abgeschaltet. Aus den Erfahrungen, die General Motors und andere Firmen bei plötzlichem oder relativ schnellem Lastabwurf gerade bei Gasturbinen mit Wärmetauschern gemacht haben, ist General Motors einen neuen Weg gegangen. Der Wärmetauscher stellt eine gewisse Wärmekapazität dar, und die ihn durchströmende Druckluft wird daher selbst bei Zurücknahme der Kraftstoffzufuhr bis an die „magere Erlöschgrenze" der Brennkammer immer noch aufgeheizt. Das kann unter Umständen sogar mehr sein als die Arbeitsturbine braucht, um im Gleichgewichtszustand zu bleiben, d. h. sie würde, da sie einen festen Leitkranz besitzt, noch beschleunigen. Um dies zu vermeiden, hat General Motors in diesem Falle die Brennstoffzufuhr ganz abgeschaltet, so daß die der mageren Erlöschgrenze entsprechende Mindest-

Temperatur-Steigerung in der Brennkammer damit natürlich unterschritten wird.

Dadurch wird es aber notwendig, die Brennkammer bei neuerlichem Leistungsbedarf erst wieder zu zünden. Das Zündsystem ist transistorisiert und ermöglicht in diesem Falle tatsächlich eine sofortige Wiederzündung.

General Motors erzielt aufgrund dieser Methode der Kraftstoffabschaltung eine geringere Abgasemission in solchen Phasen, da die Brennkammern bei niedrigem Kraftstoff-Luft-Verhältnis im allgemeinen einen relativ schlechten Ausbrand aufweisen, der sich in einem erhöhten Gehalt an unverbrannten Kohlenwasserstoffen äußern würde.

Das Verfahren der möglichen gesteuerten Kupplung zwischen Gasgenerator und Arbeitsturbine, welches General Motors hier anwendet, soll dieser Gasturbine eine vielseitige Anwendung – also nicht nur zum Fahrzeugantrieb – gestatten [13].

Bei der hier beschriebenen GT 404 von 325 PS handelt es sich um Versuchsmaschinen. *Detroit Diesel Allison*, die Entwicklungsabteilung von General Motors, bereitet gegenwärtig die Serienmaschine dieses Typs vor, welche eine Leistung von 350 PS aufweisen wird, außerdem das Modell GT 505 mit 450 PS. Es ist auch – dem eingangs erwähnten Trend folgend – eine Gasturbine GT 605 geplant, die 550 PS leisten wird. Allen diesen Maschinen ist der besondere Aufbau der GT 404 gemeinsam.

Es soll hier noch nachgetragen werden, daß im nicht gekuppelten Zustand der beiden Wellen der Gasgenerator nur zwei Abtriebe für Hilfsgeräte besitzt, während für die Arbeitsturbine deren vier vorgesehen sind. Um schnelle Starts und ein gutes Beschleunigungsverhalten des Gaserzeugers sicherzustellen, ist die an seinen Abtrieben vorgesehene und zugelassene Entnahmeleistung auf 12 PS beschränkt. An den von der Arbeitsturbine angetriebenen Hilfsabtrieben können bis zu 75 PS entnommen werden. Dies wurde vorgesehen, um einen Nachteil der Gasturbine, die etwas verzögerte Reaktion auf „Gasgeben", weitgehend zu verkleinern [14].

63 Ford

Von Ford ist bekannt, daß neben der im ATH, Bd. 1, S. 1135, beschriebenen Gasturbine vom Typ 704, deren 3-Wellen-Aufbau neben den anderen Fahrzeugturbinen etwas aufwendig erschien und die 300 PS leistete, 1964 auch eine im Aufbau identische 600 PS-Gasturbine gebaut wurde. Diese wurde in einem unter dem Namen „Big Red" bekanntgewordenen Lastwagen eingebaut und erprobt. Wohl aus diesen Erfahrungen entstand dann eine Neuentwicklung, der Typ „707".

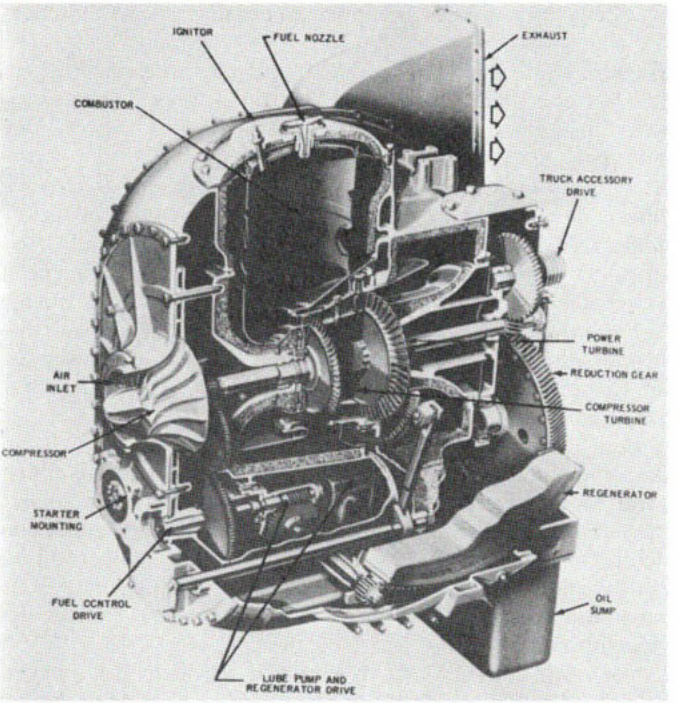


Bild 19. Ford – Gasturbine 707

Diese Gasturbine ist einfach im Aufbau; sie besitzt einen einstufigen Radialverdichter, der mit dem Druckverhältnis 4 : 1 arbeitet. Angetrieben wird er von einer Axialturbine vor deren, Eintritt die Gase bis zu 1311 K (1038° C) erreichen. Die freie Arbeitsturbine ist eine Axialturbine mit verstellbarem Leitkranz. Die Abgase geben etwa 90% der möglichen übertragbaren Wärme an die Druckluft im regenerativen *Cercor*-Wärmetauscher ab. Es wurde durch Fahrversuche nachgewiesen, daß der spezifische Kraftstoffverbrauch von 180 g/PSh bei Vollast durchaus jenem von vergleichbaren Dieselmotoren entspricht.

Die verstellbaren Leitschaufeln der Arbeitsturbine dienen hier nicht nur der besseren Beschleunigung des Gaserzeugers; sie werden beim Hinaufschalten in den höheren Gang auch zum Bremsen der Arbeitsturbine auf die erforderliche niedrigere Drehzahl herangezogen, so daß ein Schaltstoß weitgehend vermieden wird. Daß der Verstell-Leitkranz auch zur Bremsung des Fahrzeuges verwendet werden kann, ist bekannt.

Aus den Erfahrungen, die Ford mit diesem Fahrzeug sammeln konnte, wird die gegenüber herkömmlichen Antrieben weitaus geringer erforderliche Wartung und der kaum nennenswerte Schmierölverbrauch besonders hervorgehoben.

Um den LKW-Fahrern das „Umsteigen" vom Dieselfahrzeug auf das mit einer Gasturbine getriebene Fahrzeug zu erleichtern, hat Ford das Fahrzeug so wenig wie möglich verändert und auch das Getriebe beibehalten. Damit bei der Einführung des Gasturbinen-LKW keine Schwierigkeiten entstehen, soll auf diese Weise eine Umschulung des Personals vermieden werden.

64 MAN

Dieser deutsche Motorenhersteller befaßt sich ebenfalls mit der Entwicklung und dem Bau einer Gasturbine für den Antrieb von größeren Lastwagen.

Soweit bekannt [15], hat diese Firma in einem ersten Schritt eine Gasturbine im Fahrzeug erprobt, die ursprünglich für den Antrieb eines Hubschraubers gedacht war. Diese Gasturbine besitzt einen zweistufigen Radialverdichter, der von einer ebenfalls zweistufigen axialen Turbine angetrieben wird, als Gaserzeuger. Die Arbeitsturbine ist mit einem Leitkranz mit verstellbaren Schaufeln ausgerüstet. Die Brennkammer erhitzt das Gas auf 1193 K; sie ist als Einrohr-Brennkammer ausgebildet und mündet in eine Heißgasspirale, die das Gas der Turbine zuführt. In der ersten Ausführung besitzt diese Gasturbine noch keinen Wärmetauscher, der aber für die spätere Lösung als Regenerator vorgesehen ist. Es wurden zwei Fahrzeuge damit ausgerüstet. Das erste Versuchsfahrzeug, ein 16 t-Lastwagen, erhielt ein Allison-Sechsgang-Lastschaltgetriebe, während im zweiten Versuchsfahrzeug, einem 22 t-Dreiachs-Sattelschlepper, ein Viergang-Lastschaltgetriebe der englischen Firma SCG eingebaut war.

Die zu Beginn der Fahrversuche festgestellten Schwierigkeiten beim Schalten, die infolge von zu kurzen Schaltzeiten zu spürbaren Beschleunigungsstößen führten, konnten durch Verlängerung der Schaltzeit – von rund 1 Sekunde auf fast 3 Sekunden – behoben werden. Während der durch eine Herabsetzung des Öldruckes der Kupplung erreichten zeitlich gedehnten Schaltdauer wird eine bessere Anpassung der durch den Schaltsprung bedingten unterschiedlichen Geschwindigkeiten in der Kupplung erreicht, wodurch der Schaltstoß zumindest vermindert, wenn nicht ganz vermieden werden kann. Ähnlich wie bei General Motors war zunächst auch hier für die Fahrzeugbremsung eine Verbindung der beispielsweise beim Befahren einer Gefällestrecke vom Fahrzeug angetriebenen Nutzturbine mit der Welle des Gaserzeugers geplant, wurde aber wegen der Probleme, die sich beim

angestrebten stoßfreien Schalten der Verbindungskupplung ergaben, zurückgestellt und der verstellbare Leitapparat der Arbeitsturbine zu diesem Zwecke herangezogen.

Dabei wurde festgestellt, daß die stärkste Bremswirkung bei der Leerlaufdrehzahl des Gaserzeugers auftritt. Somit muß man für das Bremsen keinen zusätzlichen Kraftstoff aufwenden.

Über die Geräuschentwicklung wird gesagt, daß sie nur im Leerlauf stärker als beim vergleichbaren Dieselmotor sei, während sie bei Volllast und hoher Geschwindigkeit „angenehm niedrig" ist, jedenfalls niedriger als beim vergleichbaren Kolbenmotor.

Bei den Untersuchungen zeigte sich, daß diese Gasturbine im Vergleich zu Dieselmotoren erheblich weniger Stickoxide als Schadstoff in den Abgasen enthält, während Kohlenmonoxyd und unverbrannte Kohlenwasserstoffe etwa in der gleichen Größenordnung vorhanden sind wie beim vergleichbaren Dieselmotor. Dies mag nach dem, was über die Brennkammer gesagt wurde, vielleicht überraschen, ist aber durchaus nicht typisch, zumal noch kein Wärmetauscher vorhanden war. Die Weiterentwicklung dieser LKW-Turbine mit einem Wärmetauscher dürfte von der Motoren- und Turbinen-Union (MTU) durchgeführt werden.

65 Industrial-Turbines-International (ITI)

Die Lastwagenhersteller KHD (Magirus), MACK-TRUCK und VOLVO haben sich mit der Firma *Garret-Airesearch* zu einer Interessengemeinschaft zusammengeschlossen. Diese hat die Entwicklung einer LKW-Gasturbine in der Leistungsklasse von etwa 350 – 450 kW (500 – 600 PS) zum Ziel. Diese Interessengemeinschaft ITI (Industrial-Turbines-International) arbeitet an einer Gasturbine, die für alle drei LKW-Hersteller zur Verfügung stehen wird. (Stand 1974)

66 VW

Es wurde schon erwähnt, daß Fahrzeuggasturbinen auch mit Rücksicht auf geringe Abgas-Emission als Antrieb in Betracht zu ziehen sind. VW hat aus diesem Grund Versuche mit einer Kleingasturbine, welche von der amerikanischen Firma *Williams-Research-Corp.* entwickelt und gebaut wurde, unternommen.

Diese Turbine von 55 kW (75 PS) wurde sowohl in einem VW-Transporter als auch in einem VW 1600-Variant erprobt [16]. In einer Grundversion dieser Turbine, die einen regenerativen Wärmetauscher der Firma *Corning-Glass* verwendet, ist bei der Arbeitsturbine noch kein verstellbarer Leitapparat vorhanden. Sämtliche Lager dieser Gas-

turbine sind als Gleitlager ausgeführt. Man verspricht sich von einer Erhöhung der Turbinen-Eintrittstemperatur um etwa 100° und zusätzlichen Einrichtungen eine Verbesserung des jetzt noch relativ schlechten Verbrauchs und damit eine Annäherung an jenen des vergleichbaren Ottomotors.

Die etwas verspätet einsetzende Beschleunigung, deren Ursache im ATH, Bd. 1, erörtert wurde, konnte auf etwa 1,5 Sekunden beschränkt werden; trotzdem empfindet der Fahrer subjektiv das Fahrzeug träger als ein von einem Kolbenmotor getriebenes.

Über das Geräuschverhalten wird berichtet, daß es bei allen Betriebszuständen angenehm niedrig sei, lediglich im Stand scheinen die Geräusche, die vom Triebwerk, aber auch vom Untersetzungsgetriebe herrühren, noch zu hoch zu sein.

Über die Emission von Schadstoffen dieser Versuchsgasturbine wird gesagt, daß der Ausstoß an Unverbranntem, also Kohlenmonoxyd und Kohlenwasserstoffen, auch mit den zukünftigen US-Normen verträglich sei, während die NO-Emission noch etwa in gleicher Höhe wie bei den heutigen Ottomotoren anfalle.

Literatur

[1] Chew, N., Gas Turbine powered Trucks on the Job, SAE, Detroit Section May 9, (710 269) (1970).
[2] Eckert, B., Stand der Entwicklung von Fahrzeuggasturbinen. MTZ, 33 (1972), S. 320–329, 361–365.
[3] Eckert, B., Die Gasturbine als Antriebsmaschine für das schwere Straßenfahrzeug. MTZ, 31 (1970), S. 203–210, S. 314–322, S. 438–443.
[4] Schnell, E., Analysis of small gas-turbine engine components. AGARD Lecture Series No. 46 (Small Gas Turbines for Helicopters and Surface Transport). NATO (1971).
[5] Morris, R. E., Kenny, D. P., High pressure ratio centrifugal Compressors for small Gas Turbine engines. AGARD 31st meeting of the propulsion and energetics Panel, Helicopter Propulsion Systems. Ottawa 1968.
[6] Okapuu, U., Cooled radial Turbine for high Power-Toweight Applications. AIAA Paper 69–524 (1969).
[7] Anonym, Resounding British success. Oil Engine and Gas Turbine. 1963.
[8] Eves, Edward, A fair heat Exchanger. Autocar (1965).
[9] Anonym, Power without pistons. Motor (1965).
[10] Penny, Noel, The potential for a Turbine Car. Gas Turbine International (1972).
[11] Turunen, W. A., Collman, J. S., The General Motors research GT 309 Gas Turbines Engine. SAE Transactions Vol. 79, Paper 660714 (1966).
[12] Best, G. C., Flanigan E. E., Allison GT-404- The Vip Engine-Versatile Industrial Power. Asme 72-GT-93.

[13] Boyle, J. F., Nigro, D. N., Applying the Allison GT 404, the Vip in action. SAE Paper / 720695 (1972).
[14] Amann, C. A., Handling Accessory Loads on a free Turbine Engine SAE Paper 930 A (1964).
[15] Hagen, H., Erste Ergebnisse mit der MAN-Versuchsgasturbine für Nutzfahrzeuge. ATZ 73 (1971), S. 153–161.
[16] Walzer, P., Rottenkolber, P., Hagemann, G., Personenwagen-Versuchsgasturbine VW-GT 70. MTZ 34 (1973), S. 282–288.

1.5 Stirling-Motor

Peter Kuhlmann

1 Einleitung
2 Prozeßteil, Arbeitsprozeß
21 Isothermer Prozeß mit diskontinuierlicher Kolbenbewegung
22 Isothermer Prozeß mit kontinuierlicher Kolbenbewegung und Berücksichtigung der Schadräume
23 Wirklicher Motor
3 Regelsystem
31 Leistungsregelung
311 Druckregelung
312 Schadraumregelung
32 Temperaturregelung
4 Äußeres Verbrennungssystem
5 Abdichtungen
51 Kolbenstangenabdichtung
52 Kolbenringe
6 Hilfsgeräte, Start
7 Motorbauformen
71 Verdrängermotor mit Rhombentriebwerk
72 Doppeltwirkende Motoren
8 Eigenschaften, Meßergebnisse
81 Leistung, Nutzmitteldruck, Wirkungsgrad
82 Geräusch, Vibration
83 Abgaszusammensetzung
84 Vielstoffähigkeit
9 Entwicklungsstand

1 Einleitung

Der Stirlingmotor hat besonders im Zusammenhang mit dem Umweltschutz (saubere Abgase, geringes Geräusch) Interesse erlangt. Er geht auf den 1816 von Robert Stirling zum Patent angemeldeten Heißluftmotor zurück. Heißluftmaschinen haben in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts in verschiedenen Bauarten für das Kleingewerbe eine gewisse Rolle gespielt [1–3]. Die neuere Entwicklung des Stirlingmotors wurde 1938 von der Firma *Philips* aufgenommen und wird heute von einer Reihe namhafter Firmen weitergeführt [4, 5].

Der Stirlingmotor ist eine Verbrennungskraftmaschine mit Kolbentriebwerk, mit kontinuierlicher, äußerer Verbrennung und mit einem leichten Gas als Arbeitsmittel. Wegen der äußeren Wärmezufuhr ist er sehr vielseitig einsetzbar. Er kann z. B. auch mit Wärme aus Isotopenbatterien, Kernreaktoren oder Wärmespeichern beheizt werden [6–9]. Im folgenden soll aber im wesentlichen der mit flüssigen oder gasförmigen Kraftstoffen betriebene Stirlingmotor behandelt werden, der am weitesten entwickelt ist und am ehesten als Fahrzeugantrieb infrage kommt [10, 11, 12].

2 Prozeßteil, Arbeitsprozeß

21 Isothermer Prozeß mit diskontinuierlicher Kolbenbewegung

Der Prozeßteil eines Stirlingmotors besteht aus einer Reihe miteinander verbundener Elemente, die mit einem Arbeitsgas (Helium, Wasserstoff, früher Luft) gefüllt sind. Es sind dies (Bild 1):

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

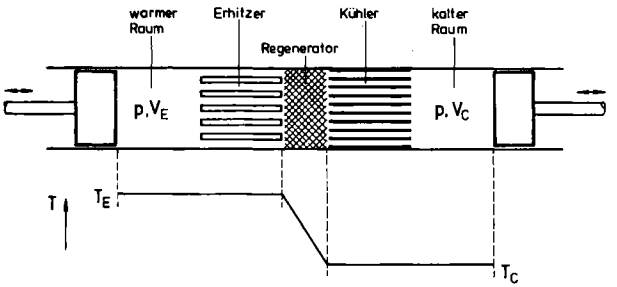


Bild 1. Schematische Darstellung des Prozeßteils eines Stirlingmotors

1. Der *warme Raum*, dessen Volumen sich entsprechend der Bewegung des ihn abschließenden Kolbens ändert,
2. Der *Erhitzer*, ein Wärmetauscher, der dem Arbeitsgas von außen Wärme (z. B. aus Verbrennung von Kraftstoff) zuführt,
3. Der *Regenerator*, ein mit gasdurchlässigem, wärmespeicherndem Material (z. B. Drahtgewebe) gefülltes Gehäuse,
4. Der *Kühler*, ein Wärmetauscher, in dem das Arbeitsgas Wärme nach außen (z. B. an Kühlwasser) abgibt und
5. Der *kalte Raum*, dessen Volumen sich ebenfalls entsprechend der Bewegung des ihn abschließenden Kolbens ändert.

In allen genannten Räumen herrscht in jedem Augenblick derselbe Druck, da sie miteinander verbunden sind. Die Temperaturen des Arbeitsgases in den verschiedenen Räumen sind dagegen unterschiedlich. Durch Wärmezufuhr im Erhitzer wird das Arbeitsgas im warmen Raum und im Erhitzer auf einer konstanten, hohen Temperatur gehalten. Entsprechend befindet sich das Arbeitsgas im Kühler und kalten Raum auf einem durch das Kühlwasser bestimmten niedrigen Temperaturniveau. Die eine Seite des Regenerators nimmt die hohe Temperatur, die andere Seite die niedrige Temperatur an, dazwischen stellt sich ein etwa linearer Temperaturverlauf ein.

Die im Stirlingmotor ablaufenden Vorgänge sollen zunächst anhand eines vereinfachten Arbeitsprozesses veranschaulicht werden, bei dem sich die Kolben diskontinuierlich bewegen und die Gasmassen in Erhitzer, Regenerator und Kühler vernachlässigt werden. Der Prozeß gliedert sich in folgende vier Phasen (Bild 2 u. 3):

Isotherme Verdichtung 1–2:

Durch Bewegung des kalten Kolbens nach links wird das Arbeitsgas im kalten Raum isotherm verdichtet. Die dabei freiwerdende Wärme wird im Kühler abgeführt.

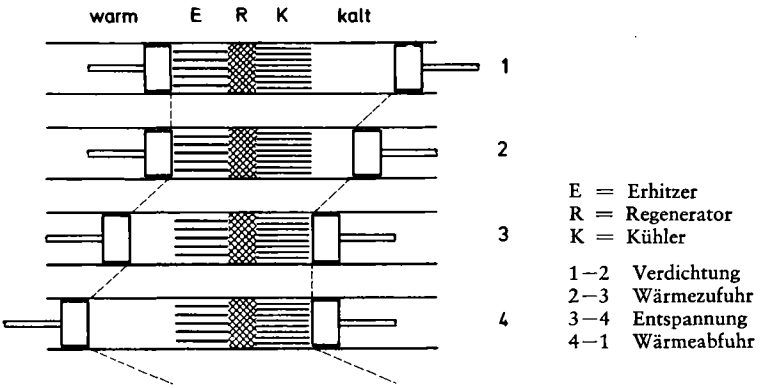
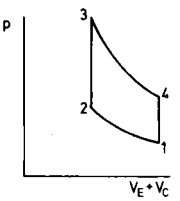


Bild 2. Die vier Phasen des isothermen Prozesses mit diskontinuierlicher Kolbenbewegung



V_E = Volumen des warmen Raumes
V_C = Volumen des kalten Raumes

Bild 3. Darstellung der vier Phasen des isothermen Prozesses mit diskontinuierlicher Kolbenbewegung im p,V-Diagramm

Wärmezufuhr bei konstantem Gesamtvolumen 2–3:

Beide Kolben bewegen sich gleichzeitig nach links, wodurch das Arbeitsgas vom kalten in den warmen Raum geschoben wird. Dabei bleibt das Gesamtvolumen unverändert. Der Regenerator gibt Wärme an das Arbeitsgas ab; Temperatur und Druck steigen an.

Isotherme Entspannung 3–4:

Durch Bewegung des warmen Kolbens weiter nach links wird das Arbeitsgas im warmen Raum isotherm entspannt. Die dabei benötigte Wärme wird über den Erhitzer zugeführt.

Wärmeabfuhr bei konstantem Gesamtvolumen 4–1:

Beide Kolben bewegen sich ganz nach rechts, wobei das Arbeitsgas in den kalten Raum geschoben wird. Im Regenerator gibt es Wärme ab; Temperatur und Druck sinken. Damit ist der Ausgangszustand 1 wieder erreicht.

Der Regenerator ist besonders wichtig. Durch seine Speicherwirkung wird Wärme, die bei der Phase 4–1 frei wird, für die Phase 2–3 nutzbar gemacht und damit ein hoher Wirkungsgrad des Kreisprozesses erreicht.

Der hier betrachtete Vergleichsprozeß gibt zwar die grundsätzlichen Vorgänge im Stirlingmotor wieder; er weicht jedoch so stark vom wirklichen Arbeitsprozeß ab, daß er auch für nur angenäherte Vorausberechnungen realer Maschinen nicht geeignet ist.

22 Isothermer Prozeß mit kontinuierlicher Kolbenbewegung und Berücksichtigung der Schadräume

Um den Vergleichsprozeß dem wirklichen Prozeß im Stirlingmotor besser anzupassen, werden im folgenden – abweichend von Abschnitt 21 – zwei Annahmen getroffen:

1. Die Volumen des warmen und kalten Raumes V_E und V_C verändern sich kontinuierlich entsprechend

$$V_E = \frac{V_h}{2}(1-\cos\alpha) \qquad V_C = \frac{V_h}{2}[1-\cos(\alpha-\varphi)] \quad [m^3]$$

V_h [m³] = Hubvolumen des warmen Raumes = Hubvolumen des kalten Raumes
α = Kurbelwinkel, gerechnet vom oberen Totpunkt des den warmen Raum abschließenden Kolbens
φ = Phasenwinkel, um den die Volumenänderung des warmen Raumes der des kalten Raumes voreilt.

2. Die mit Arbeitsgas gefüllten Räume in Erhitzer, Regenerator und Kühler, die als Schadräume wirken, werden berücksichtigt.

Die Annahme einer über die Zeit konstanten Temperaturverteilung in allen mit Arbeitsgas gefüllten Elementen wird beibehalten (Bild 1).

Bei der Berechnung dieses isothermen Vergleichsprozesses, des Schmidt-Zyklus [13], wird für jedes mit Arbeitsgas gefüllte Element die Zustandsgleichung aufgestellt, wobei Volumen und Temperatur bekannt sind. Aus der Bedingung, daß die gesamte Gasmasse konstant ist, läßt sich der (in allen Elementen gleiche) Druck berechnen. Hieraus können die zu- und abgeführte Wärme, die Leistung und der Wirkungsgrad bestimmt werden [8].

Der Wirkungsgrad dieses Vergleichsprozesses ergibt sich zu

$$\eta = 1 - \frac{T_C}{T_E} \qquad [-]$$

T_E [K] = Temperatur des Arbeitsgases im warmen Raum und im Erhitzer
T_C [K] = Temperatur der Arbeitsgases im kalten Raum und im Kühler.

Da isotherme Wärmezufuhr und -abfuhr angenommen wurden, arbeitet der betrachtete Prozeß mit Carnot-Wirkungsgrad. Um einen hohen Wirkungsgrad zu erzielen, muß mit möglichst hohen Temperaturen im warmen Raum und möglichst tiefen Temperaturen im kalten Raum gearbeitet werden.

Die im Erhitzer zugeführte Wärme errechnet sich zu

$$\Phi_E = n \cdot p_m \cdot V_h \cdot K \quad [W]$$

$n \left[\frac{1}{s}\right]$ = Zahl der Arbeitsspiele je Zeiteinheit
= Drehzahl

$p_m \left[\frac{N}{m^2}\right]$ = mittlerer Zyklusdruck
= zeitlicher Mittelwert des Arbeitsgasdrucks

$V_h\ [m^3]$ = Hubvolumen des warmen Raumes
= Hubvolumen des kalten Raumes
(bei Mehrzylindermotoren Zylinderzahl berücksichtigen)

$$K\ [-] = \frac{\pi \cdot \delta}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}} \sin\left(\arctan \frac{\sin \varphi}{T_C/T_E + \cos \varphi}\right)$$

$$\text{mit } \delta = \frac{\sqrt{(T_C/T_E)^2 + 1 + 2(T_C/T_E)\cos \varphi}}{T_C/T_E + 1 + 2s}$$

K kann für $T_C/T_E = 0{,}4$ in Abhängigkeit vom Phasenwinkel und von der Größe der Schadräume Bild 4 entnommen werden. Die Größe der Schadräume wird durch den Ausdruck s gekennzeichnet.

$$s = \frac{T_C}{V_h}\left(\frac{V_{Erhitzer}}{T_E} + \frac{V_{Regenerator}}{T_{Regenerator}} + \frac{V_{Kühler}}{T_C}\right) = \frac{T_C}{V_h} \sum \frac{V_{Schadraum}}{T_{Schadraum}} [-]$$

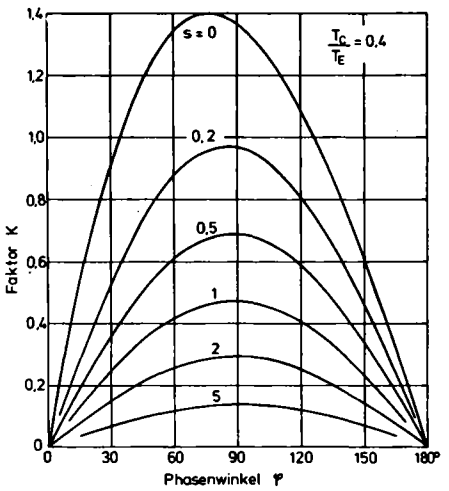


Bild 4. Faktor K zur Leistungsberechnung in Abhängigkeit vom Phasenwinkel φ und vom Schadraum, gekennzeichnet durch s (s steigt mit wachsendem Schadraum)

Entsprechend errechnet sich die Leistung zu

$$P = \eta \cdot \Phi_E = \eta \cdot n \cdot p_m \cdot V_h \cdot K \quad [W].$$

Um eine hohe Leistung zu erzielen, müssen nach obiger Formel eine hohe Drehzahl, ein hoher mittlerer Zyklusdruck und ein großes Hubvolumen gewählt werden. Bild 4 zeigt außerdem, daß kleine Schadräume und Phasenwinkel im Bereich um 90° günstig sind.

Der Einfluß der Schadraumgröße auf den Druckverlauf ist aus Bild 5 ersichtlich, in dem der Arbeitsgasdruck über dem Kurbelwinkel für verschieden große Schadräume (gekennzeichnet durch s) und für angenommene Werte $T_C/T_E = 0{,}4$ und $\varphi = 90°$ aufgetragen ist. Die Kurve für $s = 0$ ist natürlich nur von theoretischem Interesse, da die Volumen der Schadräume nicht zu Null gemacht werden können.

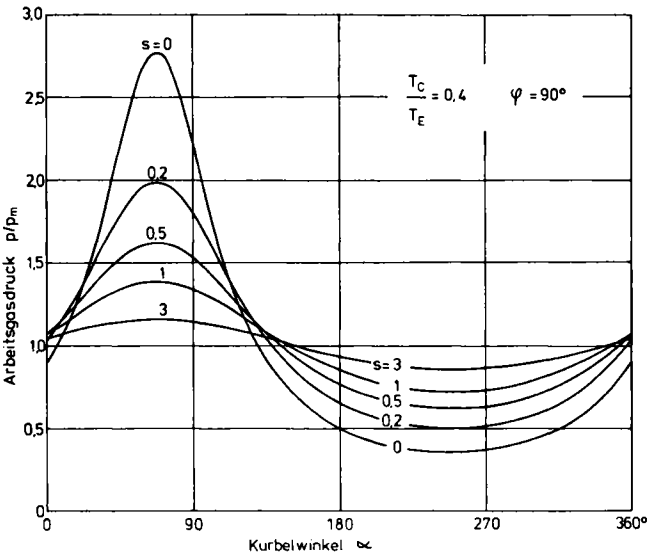


Bild 5. Druckverlauf über dem Kurbelwinkel bei verschiedenen Schadräumen, gekennzeichnet durch s

23 Wirklicher Motor

Gegenüber dem isothermen Prozeß mit kontinuierlicher Kolbenbewegung und Berücksichtigung der Schadräume treten im wirklichen Stirlingmotor im wesentlichen folgende Abweichungen auf:

1. Die Zustandsänderungen im warmen und kalten Raum sind nicht isotherm,

2. Die Temperaturen in Erhitzer, Regenerator und Kühler sind nicht konstant,
3. Beim Verschieben des Arbeitsgases treten in den Wärmetauschern (Erhitzer, Regenerator, Kühler) und Verbindungskanälen Strömungsverluste auf,
4. Die Kolbenbewegung kann vom angenommenen harmonischen Verlauf abweichen,
5. Die Hubvolumen des warmen und kalten Raumes können verschieden groß sein,
6. Es treten Wärmeverluste (Wärmeleitung, Strahlung) und mechanische Verluste (Triebwerk, Hilfsgeräte) auf.

Bei genaueren Berechnungen müssen die genannten Einflüsse berücksichtigt werden. Dies ist nur mit Hilfe umfangreicher Rechenprogramme möglich, die bei den mit der Stirlingmotor-Entwicklung befaßten Firmen vorliegen aber nicht veröffentlicht wurden. Mit diesen Rechenprogrammen werden auch bei der Auslegung von Stirlingmotoren die optimalen Abmessungen der Wärmetauscher bestimmt. Um die Strömungsverluste in den Wärmetauschern klein zu halten, werden als Arbeitsgas leichte Gase (vorzugsweise Helium oder Wasserstoff) verwendet. Die Strömungsverluste bzw. die Motordrehzahl, bei der die Strömungsverluste noch tragbar sind, lassen sich ebenfalls mit den Rechenprogrammen ermitteln. Schließlich erlauben die Rechenprogramme genauere Aussagen über die günstigsten Phasenwinkel φ, die für ausgeführte Motoren bei 90° bis 120° liegen.

An Versuchsmotoren gewonnene Erfahrungen haben gezeigt, daß man für überschlägige Überlegungen von folgenden Annahmen ausgehen kann:

1. Die dem Erhitzer des wirklichen Motors zuzuführende Wärmemenge Φ_E weicht kaum von dem nach Abschnitt 22 berechneten theoretischen Wert ab,
2. Mit dem wirklichen Motor wird wegen der oben aufgezählten Abweichungen zum theoretischen Prozeß ein Wirkungsgrad erreicht, der bei etwa 60% des nach Abschnitt 22 zu berechnenden theoretischen Wirkungsgrades (Carnot-Wirkungsgrad) liegt. Bei Arbeitsgastemperaturen von 600 bis 650°C im Erhitzer und 40 bis 80°C im Kühler beträgt also der Motorwirkungsgrad η_{eM} etwa 0,35 bis 0,40 [14],
3. Die mit dem wirklichen Motor erzielbare Nutzleistung P_e errechnet sich damit zu

$$P_e = \eta_{eM} \cdot \Phi_E \approx 0{,}35 \ldots 0{,}40 \cdot \Phi_E.$$

Bei Stirlingmotoren, die mit flüssigen oder gasförmigen Kraftstoffen beheizt werden, geht ein Anteil von etwa 10−15% der Kraftstoffenergie in das Abgas. Der mit dem Kraftstoff zuzuführende Wärme-

fluß Φ_{Krst} muß daher um die Abgasverluste größer sein als die Erhitzerwärme

$$\Phi_{Krst} = \Phi_E/\eta_{Br} \quad [W]$$

η_{Br} [−] = Wirkungsgrad des äußeren Verbrennungssystems (s. Abschn. 4).

Dementsprechend ergibt sich der auf die Kraftstoffenergie bezogene Nutzwirkungsgrad η_e aus dem auf die Erhitzerwärme bezogenen Motorwirkungsgrad η_{eM} zu

$$\eta_e = \eta_{eM} \cdot \eta_{Br}. \quad [-]$$

3 Regelsystem

Wie bei allen Kraftmaschinen mit äußerer Wärmezufuhr werden auch beim Stirlingmotor zwei Regelsysteme benötigt:

1. Leistungsregelung, die durch Einflußnahme auf den inneren thermodynamischen Prozeß die Leistung (bzw. das Drehmoment) des Motors regelt,
2. Temperaturregelung, die in Abhängigkeit von der gefahrenen Motorleistung die Wärmezufuhr zum Erhitzer des Motors regelt.

31 Leistungsregelung

Die Formel für die Leistung in Abschnitt 22 zeigt, daß die Leistung theoretisch durch Veränderung von n, p_m, V_h, φ oder s geregelt werden kann. Die Drehzahl n scheidet aus, da sie meist von der Anwendung her nicht frei veränderlich ist. Das Hubvolumen V_h oder den Phasenwinkel φ zu variieren, ist möglich, aber konstruktiv sehr aufwendig. Es bleiben als wichtigste Möglichkeiten der Leistungsregelung die Veränderung des mittleren Zyklusdrucks und die Veränderung der Größe der Schadräume.

311 Druckregelung

Bei dieser Art der Leistungsregelung wird der mittlere Zyklusdruck dadurch geregelt, daß dem Motor Arbeitsgas zugeführt oder entzogen wird. Die untere Hälfte von Bild 6 zeigt schematisch eine Ausführung der Druckregelung.

Soll die Motorleistung (bzw. das Drehmoment) erhöht werden, wird Ventil 1 geöffnet und Arbeitsgas kann aus einer Druckflasche in den Motor strömen. Zur Leistungsverringerung wird Ventil 2 geöffnet, und ein Kompressor pumpt Arbeitsgas aus dem Motor in die Druckflasche zurück. Zur sehr

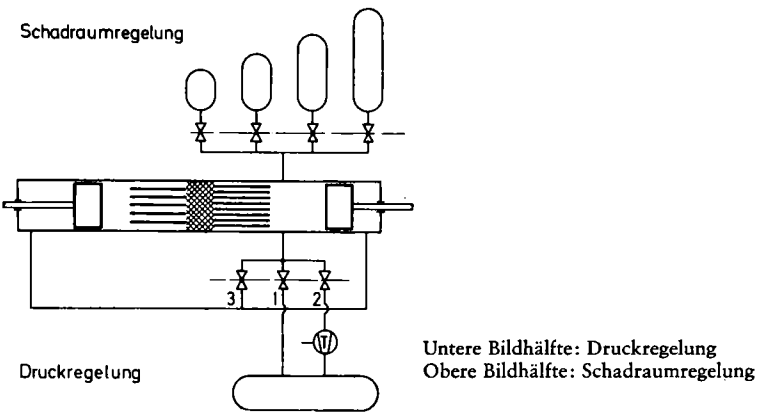


Bild 6. Zwei Möglichkeiten der Leistungsregelung

raschen Leistungsverringerung dient das Kurzschlußventil 3, das den Arbeitsraum mit den Kolbenunterseiten verbindet. Dieses Ventil wird so weit geöffnet, daß die überflüssige Leistung vernichtet wird. Es wird jedoch nach kurzer Zeit wieder geschlossen, sobald der Kompressor den mittleren Zyklusdruck auf den für die gewünschte Leistung erforderlichen Wert abgesenkt hat.

312 Schadraumregelung

Bei dieser Art der Regelung wird der mittlere Zyklusdruck konstant auf dem für Nennleistung erforderlichen Wert gehalten. Mehrere Behälter verschiedenen Volumens, in denen gleicher Druck herrscht, können über schaltbare Ventile mit dem Arbeitsraum des Motors verbunden werden (Bild 6, obere Hälfte).

Werden eines oder mehrere der Ventile geöffnet, verringern sich durch die angehängten Volumen die Druckschwankungen im Zylinder und somit die Motorleistung. Durch geeignete Wahl der Volumen kann die Leistung des Motors fein abgestuft geregelt werden; wichtig ist, daß die Verbindungsquerschnitte zwischen dem Arbeitsraum des Motors und den Behältern genügend groß gewählt werden, damit zusätzliche Strömungsverluste vermieden werden.

32 Temperaturregelung

Die Aufgabe der Temperaturregelung ist es, die Wärmezufuhr vom Brenner zum Erhitzer des Stirlingsmotors der vom inneren Kreisprozeß geforderten Wärmemenge und damit der Motorleistung anzupassen. Um einen guten Wirkungsgrad zu erzielen, sollte die Arbeitsgastempe-

ratur im Erhitzer möglichst hoch sein. Andererseits ist die Wandtemperatur der Erhitzerrohre durch den Werkstoff noch oben begrenzt. Um beiden Forderungen gerecht zu werden, hält die Temperaturregelung die Temperatur am Erhitzer bei allen Betriebspunkten auf gleicher Höhe. Zu diesem Zweck wird die Arbeitsgastemperatur im Erhitzer mit einem Temperaturfühler (z. B. Thermoelement) gemessen. Dieses Signal wird verstärkt und verstellt direkt oder indirekt eine Drosselklappe in der Luftzufuhr und ein Nadelventil in der Kraftstoffzufuhr zum Brenner. Die Regelung kann so ausgelegt werden, daß das Verbrennungsluftverhältnis für alle Betriebspunkte etwa konstant gehalten wird.

4 Äußeres Verbrennungssystem

Das äußere Verbrennungssystem besteht aus Brennerluftgebläse, Luftvorwärmer, Brennkammer und Luft- bzw. Verbrennungsgaskanälen (Bild 7). Die Verbrennungsluft wird vom Gebläse in den Luftvorwärmer gefördert, wo die Luft auf etwa 800° C aufgewärmt wird. Im Brenner wird der über eine Düse zugeführte Kraftstoff mit der vorgewärmten Luft verbrannt. Dabei treten bei einem Verbrennungsluftverhältnis von z. B. $\lambda_v = 1{,}4$ Gastemperaturen von etwa 2000° C auf. Das Verbrennungsgas wird durch den Erhitzer geleitet, wobei es Wärme an das Arbeitsgas des Stirlingmotors (Temperatur etwa 630° C) abgibt. Mit etwa 900° C verläßt das Verbrennungsgas den Erhitzer und tritt in den Luftvorwärmer ein, wo es sich unter Wärmeabgabe an die Verbrennungsluft auf eine Abgastemperatur von etwa 250° C abkühlt [15].

Von der Kraftstoffenergie wird nur ein Teil dem Erhitzer des Stirlingmotors zugeführt, während der Rest als Abgaswärme verloren ist.

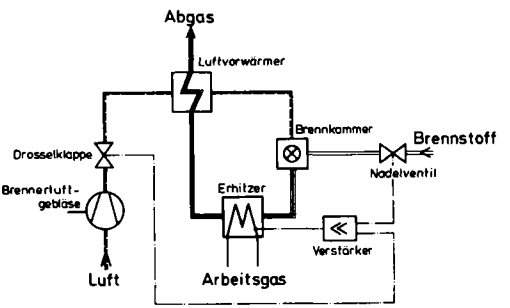


Bild 7. Schema des äußeren Verbrennungssystems

Dementsprechend ist der Wirkungsgrad des äußeren Verbrennungssystems definiert:

$$\eta_{Br} = \frac{\Phi_E}{\dot{m}_{Krst} \cdot H_u} \approx 1 - \frac{\dot{m}_{Abg} \cdot c_{pmAbg} (T_{Abg} - T_a)}{\dot{m}_{Krst} \cdot H_u} \quad [-]$$

Φ_E [W] = Wärmestrom zum Erhitzer

$\dot{m}_{Krst} \left[\frac{kg}{s}\right]$ = Kraftstoffmassenstrom

$H_u \left[\frac{J}{kg}\right]$ = Unterer Heizwert des Kraftstoffs

$\dot{m}_{Abg} \left[\frac{kg}{s}\right]$ = Abgasmassenstrom

$c_{pmAbg} \left[\frac{J}{kgK}\right]$ = mittlere spez. Wärme des Abgases zwischen T_a und T_{Abg}

T_{Abg} [K] = Abgastemperatur

T_a [K] = Temperatur der angesaugten Verbrennungsluft.

Der Luftvorwärmer kann als Röhrenwärmetauscher oder Plattenwärmetauscher ausgeführt sein, wobei Plattenwärmetauscher weniger Bauraum beanspruchen. Mit einer Vergrößerung des Luftvorwärmers steigt der Wirkungsgrad des äußeren Verbrennungssystems und damit auch der Nutzwirkungsgrad des Motors. Bei noch annehmbarer Größe des Luftvorwärmers kann $\eta_{Br} = 0{,}85$ bis 0,9 erreicht werden. Seit einiger Zeit laufen auch Versuche mit rotierenden Keramik-Regeneratoren als Luftvorwärmer.

Es werden meist zylindrische Brennkammern mit zentraler Anordnung der Kraftstoffdüse verwendet. Die Verbrennungsluft wird mit Drall zugeführt. Im Versuch wurden Brennkammern mit Dieselkraftstoff bei Verbrennungsluftverhältnissen von $\lambda_v > 1{,}3$ betrieben (Abgaszusammensetzung s. Abschn. 83).

Das Brennerluftgebläse braucht nur eine geringe Förderhöhe aufzubringen, die hauptsächlich von den Strömungsverlusten im Luftvorwärmer und in der Brennkammer abhängig ist und im Bereich bis 0,1 bar liegt.

5 Abdichtungen

51 Kolbenstangenabdichtung

Aus zwei Gründen ist eine hermetische Abdichtung zwischen Arbeitsraum und Triebwerksraum erwünscht:

1. um einen Verlust an Arbeitsgas zu vermeiden,
2. um zu verhindern, daß Schmieröl in den Arbeitsraum gelangt und dort (z. B. im Regenerator oder Erhitzer) verkokt.

Eine hermetische Kolbenstangenabdichtung kann mit einer Rollmembran bewerkstelligt werden, die an der Kolbenstange wie am Gehäuse unverrückbar befestigt ist (Bild 8). Die aus einem gummiähnlichen Kunststoff hergestellte Rollmembran bewirkt zwar eine vollkommene Abdichtung, kann aber nicht die hohen Druckdifferenzen zwischen Arbeitsgas und Kurbelgehäuse aufnehmen. Deshalb wird in den Raum unterhalb der Rollmembran Öl gepumpt, das mit Hilfe

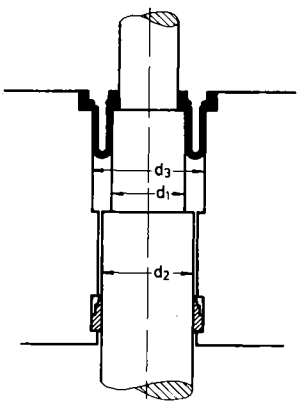


Bild 8. Rollmembran als Kolbenstangenabdichtung

eines Regelventils auf einem Druck gehalten wird, der um einen geringen konstanten Betrag unter dem Arbeitsgasdruck liegt. Durch geeignete Durchmesserwahl ($d_3^2 - d_2^2 = d_2^2 - d_1^2$, Bild 8) wird erreicht, daß das Volumen des Raumes unterhalb der Rollmembran bei Bewegung der Stange konstant bleibt.
Es wurden auch schon gleitende Kolbenstangenabdichtungen ausgeführt. Bei diesen Dichtungen muß durch besondere Maßnahmen sichergestelltwerden, daß kein Schmieröl in den Arbeitsraum gelangt.

52 Kolbenringe

Da der Arbeitsraum sowohl vom Triebwerk als auch von der Brennkammer vollkommen getrennt ist, wird er weder durch Verbrennungsprodukte noch durch Schmieröl verunreinigt. Das bedingt aber auch den Einsatz vollkommen trocken laufender Kolbenringe. Ringe aus PTFE-Material haben hohe Standzeiten bei geringem Abrieb erreicht. Wichtig ist, daß der Bereich der Laufbuchse, den die Kolbenringe überstreichen, niedrige Temperaturen aufweist.

6 Hilfsgeräte, Start

Der Stirlingmotor benötigt folgende Hilfsgeräte, die von Ottomotoren bzw. Dieselmotoren bekannt sind:

Kraftstoffpumpe, Kühlwasserpumpe, Schmierölpumpe, Anlasser, Lichtmaschine

Weiterhin werden benötigt:

Leistungsregelung, Temperaturregelung, Brennerluftgebläse, elektrischer Vorheizmotor.

Leistungsregelung und Temperaturregelung wurden bereits in Abschnitt 3 besprochen.
Der elektrische Vorheizmotor wird beim Start des Stirlingmotors benötigt. Beim Start wird zuerst allein das Verbrennungssystem in Gang gesetzt. Dazu werden Brennerluftgebläse und Kraftstoffpumpe von dem elektrischen Vorheizmotor angetrieben, die Flamme in der Brennkammer gezündet und der Erhitzer vorgeheizt. Sobald die Temperatur am Erhitzer etwa 600° C erreicht hat, wird das Triebwerk des Stirlingmotors vom Anlasser angeworfen, worauf der Stirlingmotor selbständig weiterläuft. Für den gesamten Anlaßvorgang werden 30 bis 40 sec. benötigt. Im Betrieb werden Brennerluftgebläse und Kraftstoffpumpe über eine Überholkupplung vom Stirlingmotor angetrieben.

7 Motorbauformen

71 Verdrängermotor mit Rhombentriebwerk

Über lange Zeit wurden die meisten Versuchs-Stirlingmotoren nach dem Verdränger-Prinzip gebaut. Bei dieser Bauart laufen 2 Kolben,

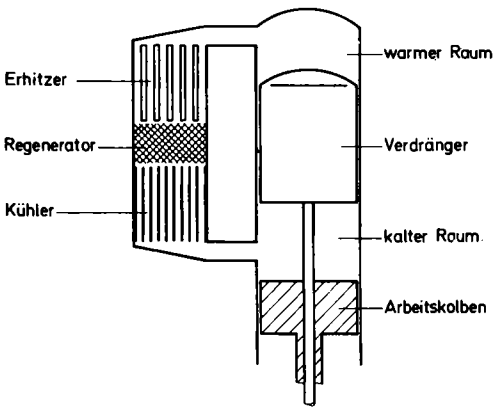


Bild 9. Schema eines Stirlingmotors in Verdrängerbauart

der Verdränger und der Arbeitskolben, in einem Zylinder (Bild 9). Der Verdränger hat die Aufgabe, das Arbeitsgas vom kalten in den warmen Raum bzw. vom warmen in den kalten Raum zu schieben. Da sich die Drücke auf seiner Ober- und Unterseite nur um die Strömungsverluste in den Wärmetauschern unterscheiden, sind die auf den Verdränger wirkenden Gaskräfte sehr klein. Wenn die Durchmesser von Verdränger und Arbeitskolben gleich sind, beträgt die Phasenverschiebung φ zwischen den Volumenveränderungen von warmem und kaltem Raum

$$\varphi = 90° + \frac{\Psi}{2},$$

wobei Ψ der Phasenwinkel ist, um den die Verdrängerbewegung der Arbeitskolbenbewegung voreilt.

Einen schematischen Querschnitt durch einen Verdränger-Stirlingmotor zeigt Bild 10. Er ist mit dem von der Firma Philips entwickelten Rhombentriebwerk ausgestattet [16]. Das Rhombentriebwerk besteht aus 2 Kurbelwellen, 4 Pleuelstangen (wovon die Verdrängerpleuel zweiteilig ausgeführt sind), 2 Jochen (das Joch für den Arbeitskolben

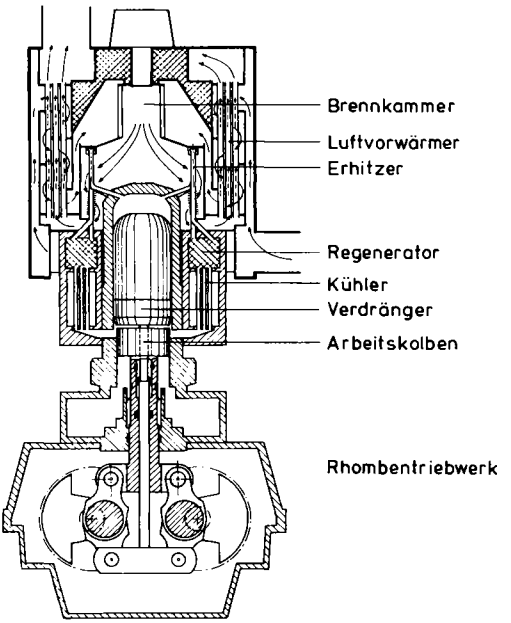


Bild 10. Querschnitt eines Stirlingmotors in Verdrängerbauart mit Rhombentriebwerk

zweigeteilt) und 2 Kolbenstangen, wobei die Verdrängerstange in der hohlen Stange des Arbeitskolbens geführt ist. Die Kurbelwellenmitten liegen außerhalb der Verbindungslinien der Lager in den Jochen, wodurch die beiden Kolben phasenverschoben bewegt werden. Je nach Wahl der Abmessungen beträgt die Phasenverschiebung Ψ der Kolbenbewegung etwa 60°, was einer Phasenverschiebung φ der Volumenverläufe von etwa 120° entspricht.

Der Erhitzer besteht aus auf einem Kreis angeordneten glatten Rohren, die am oberen Ende in einen Ringkanal münden. Die unteren Enden der Rohre sind abwechselnd an den Zylinder oder an ein Regeneratorgehäuse angeschlossen. Dabei ist die untere Partie der Rohre, die mit dem Regenerator verbunden sind, mit Rippen versehen. In 4 oder 6 um den Zylinder angeordneten Gehäusen sind jeweils übereinander ein Regenerator und ein Kühler untergebracht. Die Unterseite der Kühler ist über kurze Bohrungen mit dem kalten Raum verbunden. Der Brenner ist über den im Kreis stehenden Erhitzerrohren angeordnet. Das aus dem Brenner austretende Verbrennungsgas strömt zunächst durch die Spalte zwischen den glatten Erhitzerrohren und dann um die berippten Erhitzerrohrpartien.

Vorteile der beschriebenen Bauart sind:

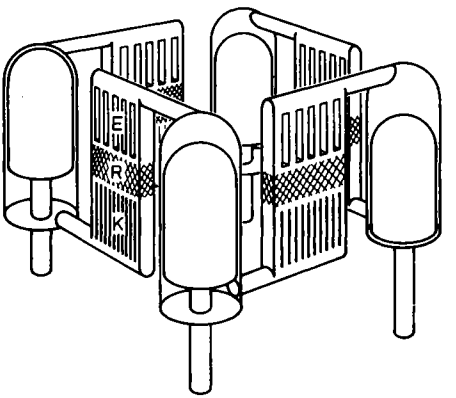
1. Im Arbeitszyklus ist jeder Zylinder autark; d. h. man kann Motoren mit beliebiger Zylinderzahl bauen,
2. Die Massenkräfte (auch der höheren Ordnungen) können bereits für das Triebwerk eines einzelnen Zylinders ausgeglichen werden; d. h. bei Ein- und Mehrzylindermotoren treten keine freien Massenkräfte oder -momente auf,
3. Die rotationssymmetrische Anordnung von Erhitzer, Regeneratoren und Kühlern ergibt vorteilhafte kurze Verbindungen für das Arbeitsgas.

Nachteile der beschriebenen Bauart sind:

1. Der Bauaufwand – insbesondere beim Triebwerk – ist sehr groß, was zu hohen Herstellkosten führt,
2. Die Abdichtung zwischen der Arbeitskolbenstange und der in ihr laufenden Verdrängerstange ist schwer zugänglich.

72 Doppeltwirkende Motoren

In neuerer Zeit werden Mehrzylinder-Stirlingmotoren meist nach dem doppeltwirkenden Prinzip gebaut (Bild 11). Doppeltwirkende Stirlingmotoren besitzen pro Zylinder nur einen Kolben. Die Zylinder sind zyklisch so miteinander verbunden, daß die Oberseite eines Kolbens (warmer Raum) jeweils mit der Unterseite eines anderen Kolbens



E = Erhitzer, R = Regenerator, K = Kühler

Bild 11. Schema eines doppeltwirkenden Stirlingmotors

(kalter Raum) zusammenarbeitet. Zwischen diese Räume sind wieder Erhitzer, Regenerator und Kühler geschaltet.

Wenn man für alle Zylinder eines Motors gleiche Verhältnisse schafft, sind Phasenverschiebung und Zylinderzahl miteinander verknüpft. Ist z die Anzahl der Zylinder, beträgt die Kurbelversetzung je zweier miteinander verbundener Zylinder 360°/z. Da aber der Raum oberhalb eines Kolbens gerade am größten ist, wenn der Raum unterhalb desselben Kolbens am kleinsten ist (180° Phasenverschiebung), ergibt sich die Phasenverschiebung zwischen der Volumenänderung eines warmen Raumes und des damit verbundenen kalten Raumes zu

$$\varphi = 180° - \frac{360°}{z}$$

In Tabelle 1 sind die für doppeltwirkende Stirlingmotoren günstigen Zylinderzahlen und die dazugehörigen Phasenwinkel angegeben.

Tabelle 1:

z	φ
4	90°
5	108°
6	120°

Generell weisen doppeltwirkende Motoren folgende Vorteile auf:

1. Gegenüber Motoren mit Rhombentriebwerk ist die Zahl der Triebwerksteile drastisch reduziert. Daher sind doppelt wirkende Motoren einfacher, leichter und billiger,

2. Die Zahl der Kolbenstangenabdichtungen ist gegenüber dem Rhombentriebwerksmotor halbiert; außerdem sind die Abdichtungen besser zugänglich.

Nachteile der doppeltwirkenden Motoren sind:

1. Bei den meisten doppeltwirkenden Stirlingmotoren müssen zusätzliche Maßnahmen ergriffen werden, um einen vollständigen Massenausgleich zu erzielen,
2. Durch die notwendige Verbindung verschiedener Zylinder über Erhitzer, Regenerator und Kühler ist man in der Anordnung der Zylinder nicht vollkommen frei.

Die am Stirlingmotor arbeitenden Firmen beschäftigen sich mit unterschiedlichen Bauformen doppeltwirkender Stirlingmotoren, deren derzeitige Ausführungsformen im folgenden kurz beschrieben werden sollen:

Bild 12 zeigt einen doppeltwirkenden Taumelscheiben-Stirlingmotor der Firma Philips (Eindhoven). Die 4 Zylinder und die dazugehörigen Gehäuse für Regenerator und Kühler sind achsparallel symmetrisch um die Motorachse angeordnet. Die Erhitzerrohre für alle 4 Zylinder bilden einen trommelförmigen Erhitzerkäfig, über dem sich die Brennkammer befindet. Als Luftvorwärmer ist ein rotierender Keramik-

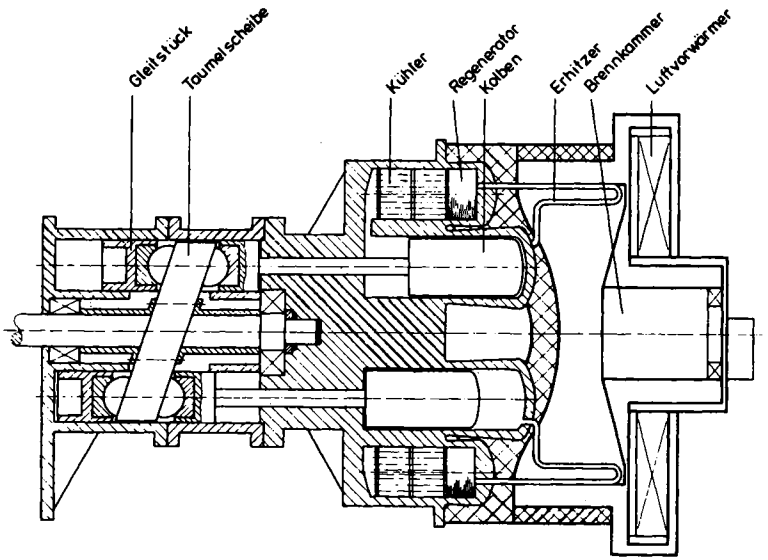


Bild 12. Querschnitt eines doppeltwirkenden Stirlingmotors mit Taumelscheiben-Triebwerk der Firma Philips

Wärmetauscher vorgesehen. Die Kolben sind durch Kolbenstangen mit Gleitstücken verbunden, die auch die für die Abdichtung erforderliche Geradführung der Kolbenstangen übernehmen. Die Gleitstücke umgreifen eine schief auf der Welle sitzende, sich drehende Scheibe, wobei zwischen den Gleitstücken und der Scheibe halbkugelförmige Gleitsteine eingesetzt sind. Durch geeignete Bemessung der schief umlaufenden Scheibe kann bei diesem Motor ein vollkommener Massenausgleich bewerkstelligt werden.

Bild 13 zeigt einen doppeltwirkenden Reihen-Stirlingmotor der Entwicklungsgruppe Stirlingmotor M.A.N.-MWM (Augsburg und Mannheim). Bei diesem Motor befinden sich 4 oder 6 Zylinder in einer Reihe, wobei jedem Zylinder ein danebenliegender Regenerator und Kühler zugeordnet sind. Der Erhitzer wird durch 4 Reihen von Rohren

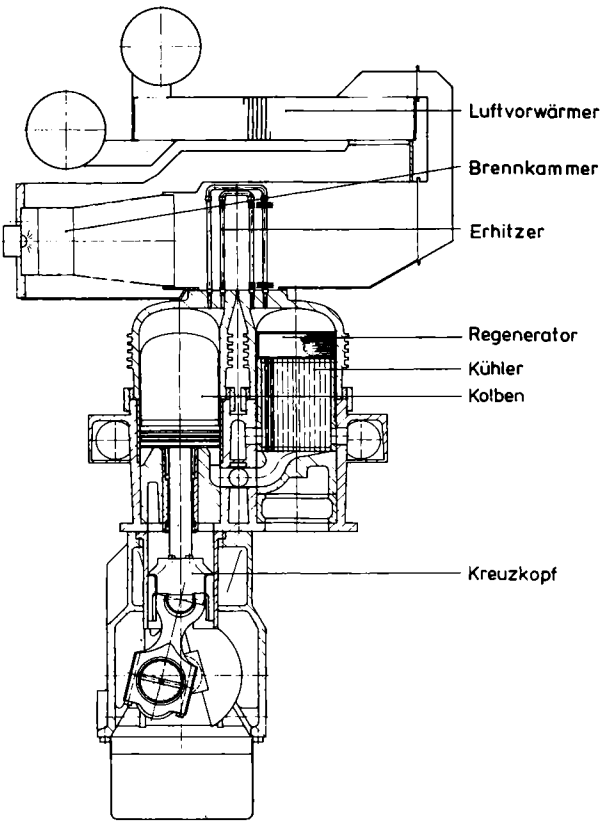


Bild 13. Querschnitt eines doppeltwirkenden Reihen-Stirlingmotors mit Kreuzkopftriebwerk der Entwicklungsgruppe M.A.N.-MWM

gebildet, die in senkrechten Ebenen zwischen den Zylindern und Regeneratorgehäusen stehen. Die Zylinder sind bei der 6-Zylinder-Version in der Reihenfolge 1-3-5-6-4-2-1 miteinander verbunden. Der Motor ist mit einem Kreuzkopftriebwerk ausgerüstet, wobei pro Zylinder ein Kolben, eine Kolbenstange, ein Kreuzkopf und eine Pleuelstange vorhanden sind. Der Luftvorwärmer ist ein Plattenwärmetauscher, dessen Plattenpaket durch Falten von einem Blechband hergestellt wird.

Bild 14 zeigt einen doppeltwirkenden V-Stirlingmotor mit 4 Zylindern der Firma United Stirling (Malmö). Der V-Winkel dieses Motors ist so gewählt, daß die Zylinder-Oberseiten etwa auf einem Kreis angeordnet sind. Zwischen den Zylindern stehen die Regeneratorgehäuse und über beiden befindet sich ein trommelförmiger Erhitzer-

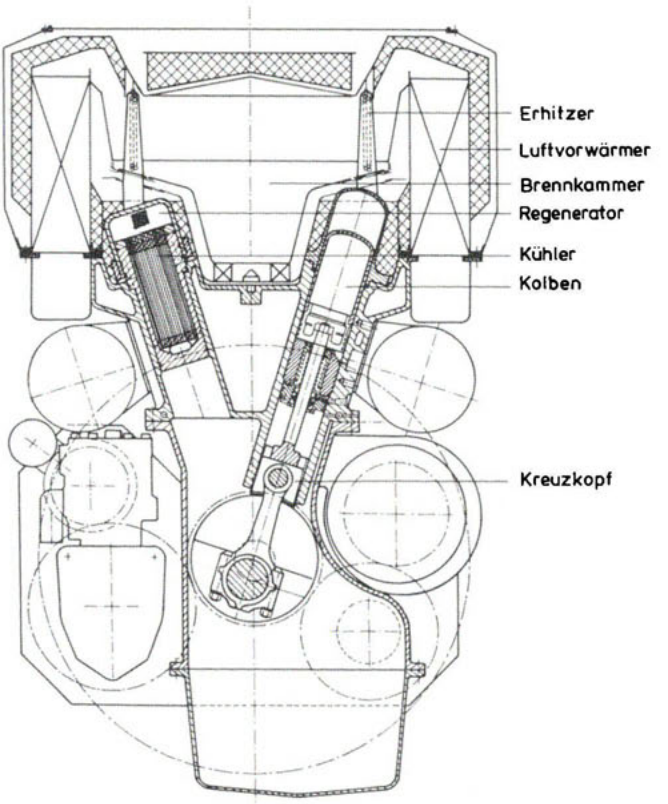


Bild 14. Querschnitt eines doppeltwirkenden V-Stirlingmotors mit Kreuzkopftriebwerk der Fa. United Stirling (Sweden)

käfig für alle 4 Zylinder, wobei jedem Zylinder $^1/_4$ des Umfangs zugeordnet ist. Unterhalb dieses Erhitzerkäfigs ist im Innern des V die Brennkammer untergebracht. Der Luftvorwärmer, ein Plattenwärmetauscher, ist in zwei Teilen seitlich neben dem Erhitzerkäfig angeordnet. Die 4 Kolben sind jeweils über Kolbenstange, Kreuzkopf und Pleuelstange mit der einzigen Kurbelwelle des Motors verbunden. Durch Verdoppelung dieses Motors kann auch ein 8-Zylinder-Motor mit nur einer Kurbelwelle verwirklicht werden.

8 Eigenschaften, Meßergebnisse

Da der Stirlingmotor eine Kolbenmaschine ist, sind seine Leistungs-, Drehmoment- und Wirkungsgradkurven im Verlauf denen von Otto- und Dieselmotoren ziemlich ähnlich. Hingegen sind andere Eigenschaften des Stirlingmotors – Geräusch, Schadstoffemission, Vielstoffähigkeit – maßgeblich durch die kontinuierliche, äußere Verbrennung beeinflußt, womit sich beträchtliche Unterschiede zu den herkömmlichen Verbrennungsmotoren ergeben.

Die im folgenden gegebenen Daten und Meßergebnisse wurden an z. Z. laufenden Versuchsmotoren gewonnen und können somit als gesichert gelten. Da die Entwicklung des Stirlingmotors noch relativ rasch fortschreitet, ist aber mit einer weiteren Verbesserung zumindest einer Reihe der genannten Daten zu rechnen.

81 Leistung, Nutzmitteldruck, Wirkungsgrad

Im folgenden werden die an dem Vierzylinder-Stirlingmotor 4-400 (Tab. 2, Abschn. 9) gemessenen Nutzmitteldruck-, Leistungs- und Wirkungsgradkurven wiedergegeben. Als Parameter tritt bei diesen Diagrammen der mittlere Zyklusdruck p_m auf, der gleichzeitig ein Maß für die Motorlast darstellt. Da im Stirlingmotor bei jeder Umdrehung ein Arbeitsspiel ausgeführt wird, gilt für den Zusammenhang zwischen Nutzleistung P_e und Nutzmitteldruck p_e die von Zweitaktmotoren bekannte Beziehung

$$P_e = p_e \cdot n \cdot V_h \qquad [W]$$

p_e [N/m²] = Nutzmitteldruck
n [1/s] = Drehzahl
V_h [m³] = Hubvolumen des warmen Raumes.

Bild 15 zeigt den Nutzmitteldruck p_e in Abhängigkeit von Drehzahl und Last (gekennzeichnet durch p_m). Entsprechend Abschnitt 22 wäre zu erwarten, daß der Nutzmitteldruck von der Motordrehzahl unabhängig ist. Von den theoretischen Verhältnissen abweichend fällt p_e jedoch zu höheren Drehzahlen hin ab. Dies ist durch die Strö-

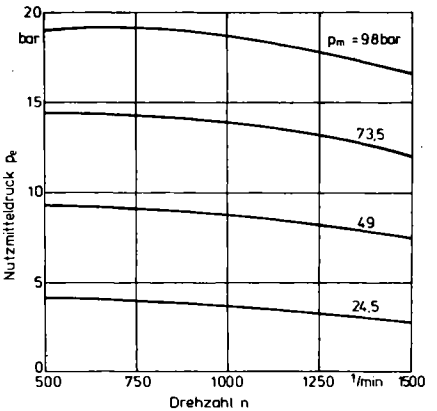


Bild 15. Nutzmitteldruck des Vierzylinder-Stirlingmotors 4-400 von M.A.N.-MWM in Abhängigkeit von Drehzahl n und mittlerem Zyklusdruck p_m

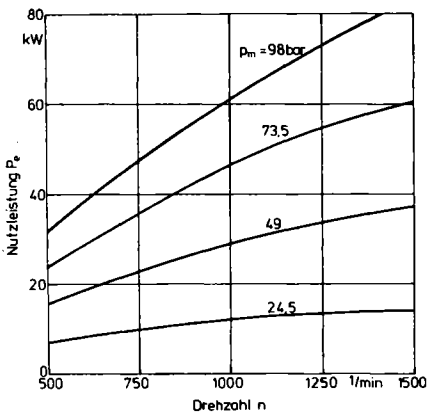


Bild 16. Nutzleistung des Vierzylinder-Stirlingmotors 4-400 in Abhängigkeit von Drehzahl n und mittlerem Zyklusdruck p_m

mungsverluste in Erhitzer, Regenerator, Kühler und Verbindungskanälen bedingt, die mit der Drehzahl überproportional ansteigen. Durch diese Strömungsverluste ist auch eine Grenze für die Drehzahlsteigerung bei Stirlingmotoren gegeben. Dabei liegen die maximal möglichen Drehzahlen um so höher, je leichter das verwendete Arbeitsgas ist. Auch zu kleinen Drehzahlen hin fällt p_e ab, was durch innere Leckverluste (z. B. an den Kolbenringen) erklärt werden kann. Entsprechend den Kurven für den Nutzmitteldruck p_e ist in Bild 16 die

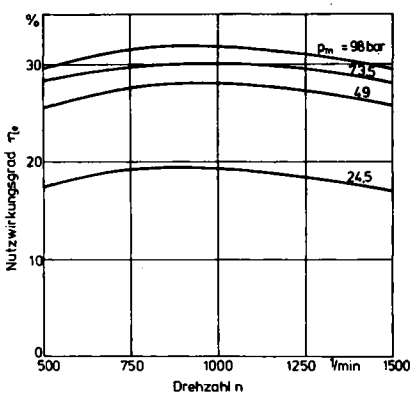


Bild 17. Nutzwirkungsgrad des Vierzylinder-Stirlingmotors 4-400 in Abhängigkeit von Drehzahl n und mittlerem Zyklusdruck p_m

Nutzleistung P_e in Abhängigkeit von der Drehzahl und dem mittleren Zyklusdruck p_m dargestellt. Die Leistungskurven steigen zunächst angenähert linear mit der Drehzahl an, verlaufen aber dann wegen der Strömungsverluste bei höheren Drehzahlen immer flacher.

Der in Bild 17 dargestellte Nutzwirkungsgrad η_e wird durch innere Verluste (Strömungsverluste), mechanische Verluste (Reibungsverluste, Hilfsgeräte) und durch Wärmeverluste (Wärmeleitung, Wärmestrahlung, Wärmeverluste im Abgas) beeinflußt. Verluste durch unvollständige Verbrennung können dagegen bei entsprechender Ausbildung des äußeren Verbrennungssystems in allen Betriebspunkten vermieden werden. Da etliche Verluste von der Motorlast nicht oder nur wenig abhängig sind (Reibungsverluste, Hilfsgeräte, Wärmeleitung, Wärmestrahlung) treten die prozentual geringsten Verluste und damit die höchsten Wirkungsgrade bei größter Motorlast auf. Bedingt durch den Verlauf der Nutzmitteldruckkurven ist der Bestwert des Nutzwirkungsgrades demnach bei höchster Last und mittlerer Drehzahl zu finden. Diese Bestwerte liegen bei ausgeführten Stirlingmotoren z. Z. im Bereich von 30 bis 35%.

Die in Bild 17 wiedergegebenen Nutzwirkungsgrade η_e beinhalten auch den Wirkungsgrad des äußeren Verbrennungssystems η_{Br} (vgl. Abschn. 4), dessen Größe für die Nenndrehzahl n = 1500 l/min in Abhängigkeit von der Last aus der Wärmebilanz in Bild 18 zu entnehmen ist. Entsprechend einer Abgaswärmemenge von etwa 10% beträgt η_{Br} hier etwa 90%. Betrachtet man den Motor allein, ergeben sich daher Motorwirkungsgrade η_{eM}, die gegenüber den Werten von Bild 17 um den Faktor 1/0,9 höher liegen (vgl. Abschn. 23).

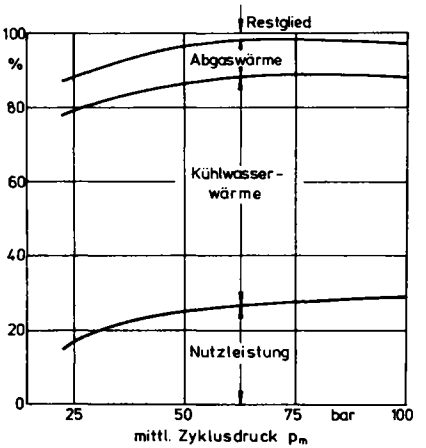


Bild 18. Wärmebilanz des Vierzylinder-Stirlingmotors 4-400 bei n = 1500 1/min und verschiedenen mittleren Zyklusdrücken p_m

82 Geräusch, Vibration

Verglichen mit den herkömmlichen Kolbenmotoren mit innerer Verbrennung ist der Stirlingmotor außerordentlich leise [17]. Die Hauptgründe hierfür sind:

1. Da der Stirlingmotor mit kontinuierlicher Verbrennung arbeitet, sind die Ansaug- und Auspuffgeräusche unbedeutend,
2. Der Stirlingmotor besitzt keinen geräuscherzeugenden Ventilantrieb,
3. Die kontinuierliche Kraftstoffeinspritzung des Stirlingmotors ist viel leiser als die diskontinuierliche eines Dieselmotors,
4. Der weiche Druckverlauf in den Zylindern des Stirlingmotors (kleines dp/dα) führt zu geringeren Triebwerksgeräuschen.

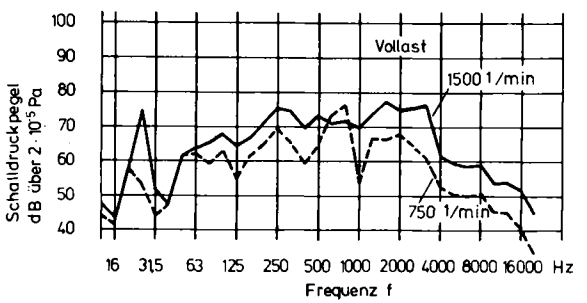


Bild 19. Geräuschspektren des Einzylinder-Stirlingmotors 1-400 von M.A.N.-MWM bei Vollast und zwei verschiedenen Drehzahlen (Nenndrehzahl = 1500 1/min), gemessen in 1 m Abstand

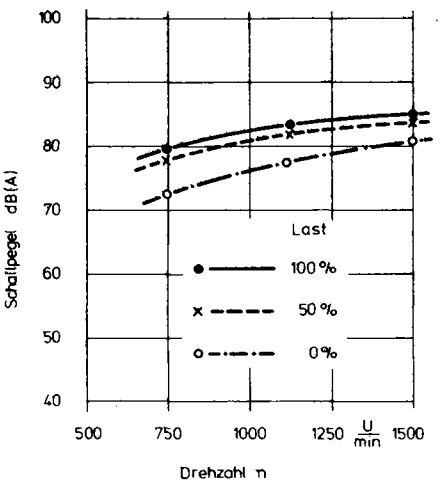


Bild 20. Schallpegel des Einzylinder-Stirlingmotors 1-400 in Abhängigkeit von Drehzahl und Last, gemessen in 1 m Abstand

Bild 19 zeigt das Geräuschspektrum des Einzylinder-Stirlingmotors 1-400 (Tab. 2, Abschn. 9) bei zwei verschiedenen Drehzahlen unter Vollast. Der in 1 m Abstand gemessene Schallpegel dieses Motors bei verschiedenen Drehzahlen und Lasten ist in Bild 20 wiedergegeben.

Bezüglich der Vibration muß man zwischen den verschiedenen Stirlingmotor-Bauarten unterscheiden:

Bei Stirlingmotoren mit Rhombentriebwerk läßt sich für jeden Zylinder ein vollständiger Massenausgleich durchführen, womit nur außerordentlich geringe Vibrationen auftreten.

Auch bei doppeltwirkenden Stirlingmotoren mit Taumelscheibentriebwerk kann ein vollständiger Massenausgleich erzielt werden.

Doppeltwirkende Stirlingmotoren mit Kreuzkopftriebwerken weisen normalerweise freie Massenkräfte oder -momente auf, deren Größe sich in der von Kolbenmotoren her bekannten Weise berechnen läßt. Durch zusätzliche Wellen mit Unwuchten läßt sich natürlich auch hier ein vollständiger Massenausgleich herbeiführen.

Der Drehmomentverlauf über dem Drehwinkel (Drehkraftdiagramm) ist hinsichtlich des Ungleichförmigkeitsgrads und auch des Auftretens von Vibrationen infolge des schwankenden Abstützmomentes wichtig. Bild 21 zeigt den (für alle Stirlingmotor-Bauarten gültigen) berechneten Drehmomentverlauf beim 1-, 4- und 6-Zylinder-Stirlingmotor. Die Mehrzylinder-Stirlingmotoren weisen ein außerordentlich gleichförmiges Drehmoment auf.

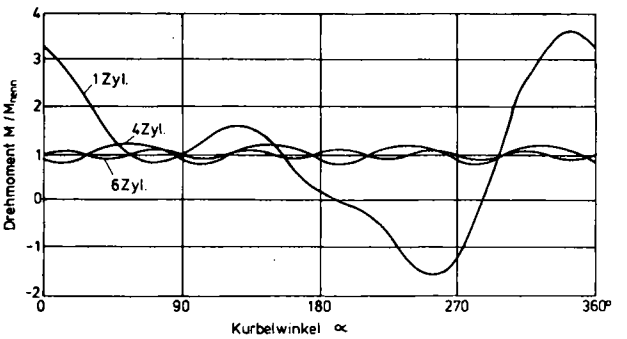


Bild 21. Berechneter Drehmomentverlauf über dem Kurbelwinkel beim 1-, 4- und 6-Zyl.-Stirlingmotor

83 Abgaszusammensetzung

Der Stirlingmotor ist bekannt für seine besonders günstige Abgaszusammensetzung [17, 18, 19], wozu im wesentlichen die folgenden Punkte beitragen:

1. Der Brenner kann in allen Lastpunkten mit ausreichendem Luftüberschuß gefahren werden,
2. Die Vorwärmung der Verbrennungsluft führt zu einer guten Aufbereitung des eingespritzten Kraftstoffs,
3. Der Brennkammer kann ohne Rücksicht auf den Motor eine optimale Form gegeben werden,
4. Die Brennkammerwände sind heiß, ein Abbruch der Verbrennungsreaktionen an kalten Wandteilen wird vermieden,
5. Die kontinuierliche Verbrennung erlaubt den vollen Ablauf der Verbrennung, kein Einfrieren des Gleichgewichts durch vorzeitige Abkühlung,
6. Wegen der kontinuierlichen Verbrennung sind Kraftstoffzusätze zur Erhöhung der Klopffestigkeit überflüssig.

In Bild 22–24 sind die am Einzylinder-Stirlingmotor 1-400 (Tab. 2, Abschn. 9) im Betrieb mit Dieselkraftstoff gemessenen Emissionswerte für Kohlenmonoxid (CO), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (CH) und Stickstoffoxid (NO) über Last und Drehzahl des Motors aufgetragen. Es ist erkennbar, daß die CO- und HC-Emission des Stirlingmotors außerordentlich klein ist. Die NO-Werte sind ebenfalls niedrig, müssen aber für besondere Anforderungen noch weiter verringert werden. Abgesehen von Weiterentwicklungen am Brenner, ist dies durch Abgasrückführung möglich. Wie die gemessenen Werte von Bild 25 zeigen, ist dabei eine Reduktion der NO-Werte auf etwa $^1/_5$ möglich [18].

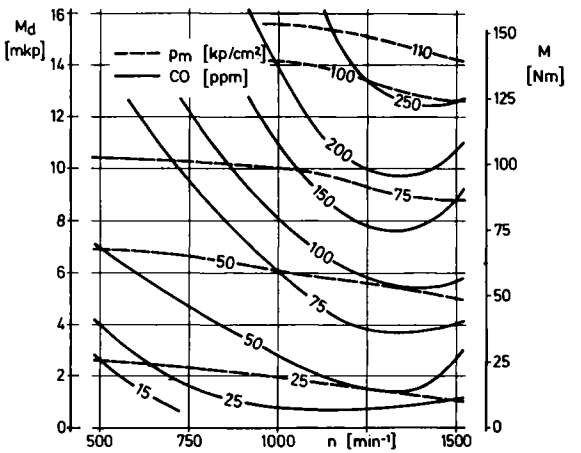


Bild 22. CO-Konzentration im Abgas des Einzylinder-Stirlingmotors 1-400 von M.A.N.-MWM in Abhängigkeit von Last und Drehzahl

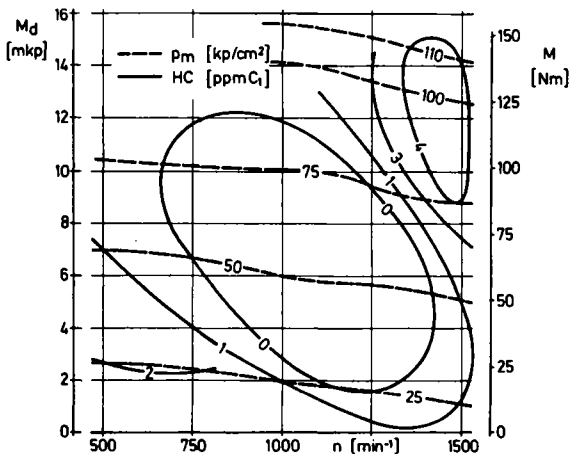


Bild 23. HC-Konzentration im Abgas des Einzylinder-Stirlingmotors 1-400 in Abhängigkeit von Last und Drehzahl

Wegen der beim Stirlingmotor erreichten vollständigen Verbrennung tritt im Abgas kein Ruß auf. Ein Geruch der Abgase ist bei üblicher Konzentration in der Atmosphäre nicht feststellbar. Da der Stirlingmotor mit Kraftstoffen beliebiger Oktanzahl betrieben werden kann, ist auch das Problem des Bleigehalts im Kraftstoff bzw. Abgas gelöst.

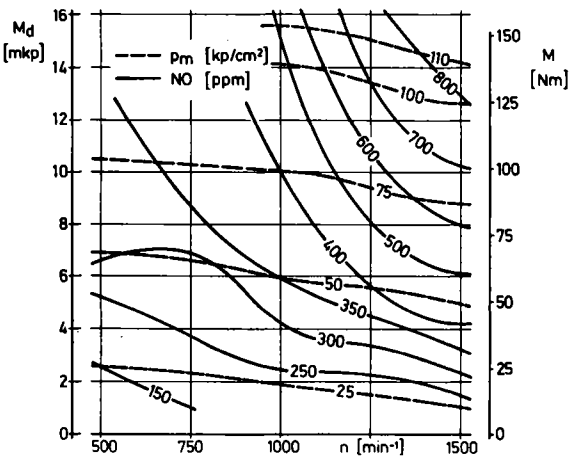


Bild 24. NO-Konzentration im Abgas des Einzylinder-Stirlingmotors 1-400 in Abhängigkeit von Last und Drehzahl

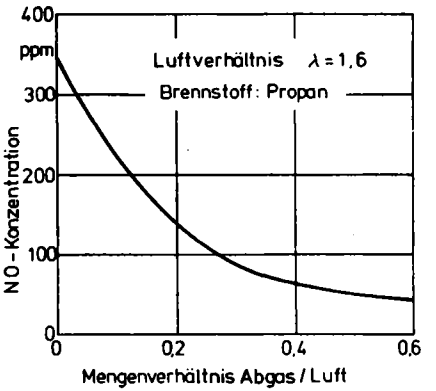


Bild 25. Verringerung der NO-Konzentration im Abgas von Stirlingmotoren bei Anwendung von Abgasrückführung

84 Vielstoffähigkeit

Da beim Stirlingmotor Arbeitsgas und Verbrennungsgas vollkommen voneinander getrennt sind, weist er eine extreme Vielstoffähigkeit auf. Er kann mit praktisch allen flüssigen und gasförmigen Kraftstoffen betrieben werden, wobei lediglich die Kraftstoff- und Verbrennungsluftförderung den Eigenschaften des Kraftstoffs (Heizwert, Mindestluftmenge) angepaßt werden muß.

Darüber hinaus ist es möglich, den Stirlingmotor mit anderer als aus Verbrennung gewonnener Wärme zu betreiben. Voraussetzung hierfür ist, daß die Wärme dem Stirlingmotor bei hoher Temperatur (etwa bis 800°C) über die relativ kleine Fläche des Erhitzers konzentriert zugeführt wird. Obwohl entsprechende Forschungen noch nicht sehr weit fortgeschritten sind, kann gesagt werden, daß der Stirlingmotor mit Wärmespeichern, Kernenergie oder sogar Sonnenwärme betrieben werden kann.

9 Entwicklungsstand

1938 begann die Firma Philips sich mit dem Stirlingmotor zu beschäftigen. Die Erfindung des Rhombentriebwerks (1953) gestattete die Entwicklung von Stirlingmotoren größerer Leistung in Verdrängerbauart. In den 60er Jahren gelang es Philips, eine Reihe von Lizenznehmern für den Stirlingmotor zu gewinnen. In den vergangenen 10 Jahren wurden eine ganze Reihe von Stirlingmotoren in Verdrängerbauart mit Rhombentriebwerk entworfen, gebaut und erprobt (Tab. 2). Bild 26 zeigt als Beispiel den Vierzylinder-Stirlingmotor 4-400 mit 88 kW bei 1500 U/min. Die mit den Verdrängermotoren erzielten technischen Daten sind z. T. sehr beachtlich (vgl. Abschn. 8). Als Mehrzylindermotoren werden heute vorwiegend doppeltwirkende Maschinen entwickelt, von denen sich mehrere Ausführungsformen im Bau

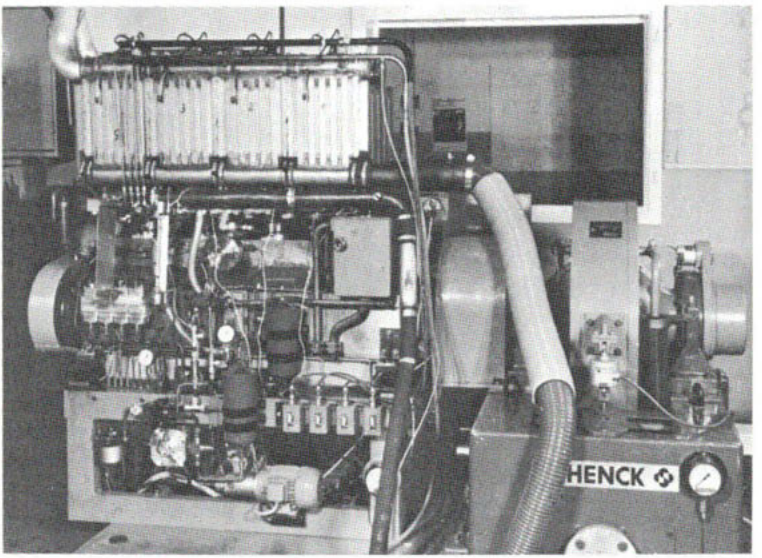


Bild 26. Vierzylinder-Stirlingmotor 4-400 mit Rhombentriebwerk von M.A.N.-MWM; Leistung 88 kW bei 1500 1/min

bzw. in der Erprobung befinden (s. Abschn. 72). Es sieht so aus, als ob den Motoren mit Rhombentriebwerk nur das Feld kleinerer Leistungen (Einzylinder-, Zweizylindermotoren) vorbehalten bleiben wird.

Tabelle 2:

Typ	z	V_h*) cm³	P_e kW	p_m bar	n 1/min	Arbeitsgas	Hersteller
1–98	1	107	7,5	103	3000	Helium	Philips
1–400	1	499	22	108	1500	Helium	M.A.N.-MWM
4–235	4	270	73	108	3000	Helium	Philips
4–400	4	499	88	108	1500	Helium	M.A.N.-MWM
4–615	4	670	147	150	1550	Helium	United Stirling

*) Hubvolumen/Zyl. des warmen Raumes.

Bevor der Stirlingmotor in größeren Serien gebaut und zum Einsatz gebracht werden kann, ist er im wesentlichen in zwei Richtungen weiterzuentwickeln. Die Leistungskonzentration ist weiter zu erhöhen und die Herstellkosten sind zu senken.

Mit den Rhombentriebwerksmotoren wurden Leistungsgewichte von 8 kg/kW bzw. 6 kg/PS erreicht, wobei beachtet werden muß, daß es sich hierbei um Versuchsmotoren handelt, bei denen schon wegen der Einzelfertigung Kompromisse hinsichtlich des Gewichts eingegangen werden mußten. Zur Verbesserung des Leistungsgewichts stehen mehrere Wege offen: Die Erhöhung des mittleren Zyklusdrucks führt bei etwa gleichen Abmessungen zu höherer Leistung. Durch den Übergang von Helium zu Wasserstoff als Arbeitsgas sinken die Strömungsverluste, womit die Drehzahl und damit die Leistung erhöht werden kann. Schließlich weisen die doppeltwirkenden Stirlingmotoren im Vergleich zu den Rhombentriebwerksmotoren ein bedeutend geringeres Gewicht und damit eine höhere Leistungskonzentration auf.

Eine Erhöhung der Leistungskonzentration führt gleichzeitig zu einer Verringerung der Herstellkosten pro Leistungseinheit. Darüber hinaus ergibt sich eine Kostensenkung dadurch, daß die doppeltwirkenden Motoren ein einfacheres und damit billigeres Triebwerk aufweisen. Schließlich wird z. Z. mit großer Intensität daran gearbeitet, alle Baugruppen des Stirlingmotors – besonders aber die Wärmetauscher – zu vereinfachen und deren Herstellkosten zu senken.

Abschließend sei erwähnt, daß Stirlingmotoren nicht nur auf dem Prüfstand, sondern auch in verschiedenen Fahrzeugen und Geräten erprobt wurden. So wurden versuchsweise u. a. Boote, Omnibusse, Personenwagen und Stromaggregate mit Stirlingmotoren ausgerüstet. Diese Projekte dienten einerseits Demonstrationszwecken, andererseits sollten hierdurch Erfahrungen mit Stirlingmotoren unter verschiedenen Einsatzbedingungen gesammelt werden.

Literatur

[1] Mauel, K., Die Rivalität zwischen Heißluftmaschine und Verbrennungsmotor als Kleingewerbemaschinen zwischen 1860 und 1890. Der Sieg des Verbrennungsmotors und seine Gründe. Technikgeschichte in Einzeldarstellungen, Nr. 2. Düsseldorf 1967.
[2] Goldbeck, G., Gebändigte Kraft; Die Geschichte der Erfindung des Ottomotors. Statistische Zahlen S. 111/112. München 1965.
[3] Finkelstein, T., Air Engines. The Engineer 207 (1959), S. 492–496, S. 522–527, S. 568–571, S. 720–723.
[4] Beukering, H. C. J., van, Fokker, H., Present State-of-the-Art of the Philips Stirling Engine. SAE Paper 730646 (1973).
[5] Lia, T., The Stirling engine. Combustion Engine Progress (1973) S. 44–47.
[6] Martini, W. R., Developments in Stirling Engines. ASME Paper 72-WA/Ener-9 (1972).
[7] Mattavi, J. N., Heffner, F. E., Niklos, A. A., The Stirling Engine for Underwater Vehicle Applications. SAE-Paper 690731 (1969).
[8] Meijer, R. J., Der Philips-Stirlingmotor, MTZ 29 (1968), S. 284–298.
[9] Zacharias, F., Der Stirlingmotor für Aufgaben der Meerestechnik. Schiffstechnik 18, H. 92 (1971), S. 39–45.
[10] Kollmann, K. jr., Der Heißgasmotor und seine Anwendung am Kraftfahrzeug, Automobilindustrie 3 (1964), S. 69–80.
[11] Meijer, R. J., Möglichkeiten des Stirling-Fahrzeugmotors in unserer zukünftigen Gesellschaft. Philips Techn. Rundschau 31, Nr. 5/6, (1970/71), S. 175–193.
[12] Neelen, G. T. M. u. a., Stirling Engines in Traction Applications. Paper A 26, CIMAC Stockholm 1971.
[13] Schmidt, G., Theorie der Lehmannschen calorischen Maschine. ZVDI 15 (1871), S. 1–2, S. 97–112.
[14] Kuhlmann, P., Das Kennfeld des Stirlingmotors. MTZ 34 (1973), S. 135–139.
[15] Zacharias, F., Betrachtungen zum äußeren Verbrennungssystem des Stirling-Heißgasmotors. MTZ 32 (1971), S. 1–5.
[16] Meijer, R. J., The Philips Stirling Thermal Engine. Diss. TH Delft, 1960.
[17] Alm, C. B. S. u. a., Environmental Characteristics of Stirling Engines and Their Present State of Development in Germany and Sweden, Paper 28, CIMAC Washington, 1973.
[18] Michels, A. P. J., The NO-Content in the Exhaust Gases of a Stirling Engine. Paper 719134, IECEC Boston 1971.
[19] Michels, A. P. J., C. V. S. Test Simulation of a 128-kW Stirling Passenger Car Engine, Paper 729133, IECEC San Diego 1972.

1.6 Gemischbildung

1.61 Vergaser

Dietrich Großmann

1 Allgemeines
11 Einführung
12 Auswirkungen der Abgasentgiftung auf die Vergasertechnik
13 Auswahl der Vergaser
2 Entwicklung der Vergasersysteme
21 Systeme für den Leerlauf
22 Zusatzeinrichtungen für den Schiebebetrieb
23 Auf den Luftdurchsatz ansprechende Systeme
24 Einrichtungen für Start und Warmlauf
25 Niveaukonstanthaltung
26 Beschleunigungspumpen
3 Entwicklung der Vergaserbauarten
31 Allgemeine Entwurfsrichtlinien
32 Vergaser mit festen Lufttrichterquerschnitten
33 Vergaser mit veränderlichen Lufttrichterquerschnitten
34 Mischformen zwischen Vergasern mit festen und mit veränderlichen Lufttrichterquerschnitten
35 Vergaser für besondere Anwendungsfälle
351 Vergaser für Schichtlademotoren
352 Vergaser für Wankelmotoren
36 Ausblick
4 Vergaserfließbänke

1 Allgemeines

11 Einführung

Seit der Mitte der 60er Jahre wird die Entwicklung der Vergasertechnik beherrscht von den Anforderungen, die die Abgasgesetzgebung mit sich brachte. Die ersten Bestimmungen galten für Fahrzeuge, die im Modelljahr 1966 im US-Staat Kalifornien verkauft wurden. Seit dem Modelljahr 1968 gibt es auch für die restlichen Staaten der USA die Abgaszusammensetzung einengende Vorschriften. In den Jahren 1969/70 traten mit der Begrenzung des CO-Gehalts der Abgase im Leerlauf die ersten Bestimmungen in verschiedenen Ländern Europas in Kraft. Die Anforderungen sind dann besonders in den USA schnell verschärft worden.

Trotz der Abgasgesetzgebung blieben die klassischen Anforderungen an die Abstimmung der Kraftfahrzeugmotoren erhalten. Bei Vollast und zum Beschleunigen verlangt man eine dem Hubraum angemessene Leistung. Im Teillastbereich ist ein geringer Kraftstoffverbrauch erwünscht. Im gesamten Betriebsbereich wird unter allen Betriebsbedingungen ein einwandfreies Fahrverhalten gefordert. Der Zwangscharakter der Abgasgesetzgebung hat vor allem in den USA zu Ein-

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978

Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

schränkungen im Fahrverhalten durch die Erfüllung dieser Anforderungen geführt. Dort sind die spezifischen Leistungen der Motoren verringert worden, und die Verbräuche stiegen bis zur Einführung der katalytischen Nachverbrennung mit dem Modelljahr 1975 auf gleiche Fahrzeugmasse bezogen um bis zu 15% und mehr an [6]. Das Fahrverhalten litt im Modelljahr 1973 in den USA in nicht vernachlässigbarem Ausmaß durch die allgemeine Einführung der Abgasrückführung. Hier hat die technische Entwicklung mit der Verschärfung der Vorschriften nicht Schritt halten können.

Die Entwicklung der Einrichtungen zur Gemischbildung bei Ottomotoren und damit auch der Vergasertechnik ist in der letzten Dekade wesentlich beeinflußt worden durch den allgemeinen Trend, zur Verminderung der Emissionen von Kohlenmonoxid und Kohlenwasserstoffen die Gemische abzumagern. Die Entwicklung verlief und verläuft weiterhin evolutionär. Sorgfältige Detailarbeit, auch bei der Anpassung des Saugrohrs, ist von großer Bedeutung. Viele kleine Verbesserungen haben sich über die Jahre hinweg zu erheblichen, von vielen ursprünglich nicht für möglich gehaltenen Fortschritten summiert.

Bei den Vergasern ist eine zunehmende Komplizierung zu beobachten. Zusätzliche Systeme machen den Aufbau unübersichtlicher und Hilfseinrichtungen beeinflussen das äußere Erscheinungsbild. Mit in diese Entwicklungslinie einzuordnen ist die zunehmende Verwendung von Registervergasern, deren Verwendung durch die Abgasgesetzgebung begünstigt wird.

Für Westdeutschland ist festzustellen, daß automatisch arbeitende Starteinrichtungen sich weitgehend durchgesetzt haben. Rund dreiviertel der Motorentypen, die die hier ansässigen Hersteller in ihren Personenwagen und Kombis verwenden, sind mit sogenannten Startautomatiken ausgerüstet. In den anderen europäischen Ländern mit eigenständiger Automobilproduktion ist der Durchdringungsgrad wesentlich kleiner, jedoch wird auch dort eine Zunahme erwartet. Von Ausnahmen abgesehen, müssen die als Startautomatik bezeichneten Einrichtungen vor dem Start durch ein einmaliges Niedertreten des Gaspedals in Tätigkeit gesetzt werden.

Neben der Weiterentwicklung der herkömmlichen Vergaserbauarten wurden neue Mittel zur Bemessung und Aufbereitung des Kraftstoffs untersucht. Es ist mit fluidischen Steuerungen experimentiert worden [7], und man hat einen Schaumstoffblock für die Zugabe des Kraftstoffs zur Luft erprobt [2]. Mit Hilfe einer Lavaldüse soll die Zerstäubung des Kraftstoffs [3] sich erheblich verbessern lassen. Bisher sind diese neuartigen Lösungen jedoch über das Versuchsstadium nicht hinausgekommen. Es ist auch nicht gelungen, die Zerstäubung mittels Ultraschall für die Vergasertechnik nutzbar zu machen. – In jüngster Zeit sind Bestrebungen bekannt geworden, das vom Vergaser gelieferte Mischungsverhältnis abhängig von

dem Signal von Sonden zu regeln, die auf die Abgaszusammensetzung ansprechen [5, 14, 31].

Wenn die Entwicklung von Vergasern und ihre Anpassung an Motoren auch nach wie vor überwiegend versuchsmäßig erfolgen, so sind doch eine ganze Reihe von Arbeiten geeignet, das Verständnis für die Vorgänge in den Vergasern zu vertiefen. Linzer [25] beschäftigte sich mit den Grundlagen der Bemessung des Kraftstoffs im Vergaser. Harrington [15] hat für stationären Betrieb gezeigt, daß das Bemessen des Kraftstoffs in Abhängigkeit von Luftdurchsatz und Saugrohrdruck sowie das Zusammenwirken der Vergasersysteme sich mit einem Rechnermodell verfolgen lassen. Über eine Anwendung derartiger Methoden in der Praxis ist jedoch nichts bekannt geworden. Shinoda und andere [30] untersuchten besonders den Bereich des Übergangs der Kraftstofförderung vom Leerlauf- auf das Hauptsystem. Mit der Wirkungsweise der Systeme beim Beschleunigen und Verzögern befaßten sich Hosho und Oyama [17]. Die Auswirkung des Pulsierens der Drücke am Motor behandelte Watanabe [33]. Bolt und andere [9] setzten sich mit dem Einfluß der Kraftstoffeigenschaften auf die Förderung auseinander, während Bolt und Boerma [8] den Einfluß des Zustandes der Ansaugluft untersuchten. Arbeiten von Lenz [23] sowie Eberan-Eberhorst und Moser [11] sind auf das Höhenverhalten ausgerichtet.

Die im Vergaser erreichte Zerstäubung untersuchten Hosho und andere [18] sowie Chiba [10], wobei der letztere auch Ultraschall als Hilfsmittel mit einsetzte. Elsayed-Ahmed [12, 13] befaßte sich mit dem Zustand des aus dem Vergaser austretenden Gemisches und stellte ein Modell der Verdunstung eines Tropfenschwarms im Luftstrom auf.

Das sich überwiegend auf eine Beschreibung von Vergasern beschränkende Buch von Illgen [19] ist 1975 in der 5. Auflage erschienen. Löhner [26] stellte erstmalig in deutscher Sprache die Vergaser vom wissenschaftlichen Standpunkt aus dar. Eine Zwischenstellung nimmt das Buch von Pierburg [29] ein, das 1970 in 4. Auflage erschien. Eine ganze Reihe von Literaturstellen über Vergaser nennt eine Fachbibliographie [27], die allerdings mit dem Jahre 1965 abschließt.

12 Auswirkungen der Abgasentgiftung auf die Vergasertechnik

Bei einer Behandlung der Abgasentgiftung sollte man sich stets dessen bewußt sein, daß das Abgas das Produkt der Verbrennung im Motor und von Nachreaktionen im Auspuffsystem ist. Die Vergasertechnik erhält erst dadurch ihre Bedeutung, daß die Konzentrationen im Abgas beim Kohlenmonoxid praktisch ausschließlich und bei den Kohlenwasserstoffen und Stickoxiden in wesentlichem Maße vom Luftverhältnis abhängen. Die Einrichtungen zur Gemischbildung spielen auch insofern eine Rolle, als sie zu den Einflußgrößen gehören, die die anwendbaren Luftverhältnisse begrenzen.

Die Abgasentgiftung hat anfänglich für die USA und dann auch für Europa zu folgenden Entwicklungen in der Vergasertechnik geführt:

- Vermindern der Streubereiche der von den Vergasern gelieferten Mischungsverhältnisse von Luft und Kraftstoff bis auf ungefähr die Hälfte der zuvor üblichen,
- Verfeinerung bekannter und Bereitstellen zusätzlicher Reguliermittel, um im gesamten Motorkennfeld eine verbesserte Anpassung zu ermöglichen,
- Verbesserung der Dauerhaltbarkeit der Vergaser,
- Anbringen zusätzlicher Anschlüsse an den Vergasern.

Voraussetzung für die Verminderung der Streuungen waren erhebliche Fortschritte bei der Vergaserherstellung und die allgemeine Einführung der Fließprüfung (s. hierzu Abschn. 4). – Im heute nicht mehr verwendeten Kalifornientest und im Europatest geht die Zusammensetzung der Abgase im Leerlauf und im Übergangsbereich stark in das Ergebnis ein. Bei den seit einigen Jahren oft für den Leerlauf benutzten relativ späten Zündzeitpunkten wirken sich unterschiedliche Stellungen der Drosselklappen zu den Bohrungen, durch die der Unterdruck für die Zündverstellung entnommen wird, sehr stark beim Fahrverhalten aus. Man ist deshalb in Deutschland weitgehend dazu übergegangen, die Stellung der Drosselklappe für den Leerlauf gleichzuhalten. Ferner hat man Verfahren entwickelt, die Bohrungen für den Übergang und die Unterdruckentnahme erst nach der Montage der Drosselklappe und unter Bezug auf die Lage der Steuerkante der Klappe herzustellen.

Eine verbesserte Anpassung an den Bedarf der Motoren ist vor allem durch den Einsatz von Registervergasern zu erreichen. Daneben ist es mit diesen möglich, große Luftgeschwindigkeiten auch schon bei kleinen und mittleren Durchsätzen anzuwenden, ohne die erzielbare Höchstleistung zu beschneiden. Hohe Luftgeschwindigkeiten gewährleisten kräftige, auch auf die Dauer stabil bleibende und eine gute Ansprache der Systeme beim Beschleunigen sichernde Signale für die Bemessung und Förderung des Kraftstoffs. Außerdem sind sie unerläßlich für eine feine Zerstäubung des Kraftstoffs, die wiederum gute Voraussetzungen für die weitere Aufbereitung des Gemisches schafft.

Die Dauerhaltbarkeit aller Vergaser ist wesentlich gefördert worden durch den Nachweis des Einhaltens der Abgasgrenzwerte über eine Fahrstrecke von rund 80.000 km, der in den USA gefordert wird. Die Verbesserung der Dauerhaltbarkeit fügt sich aber auch harmonisch in den allgemeinen Trend ein, die Zuverlässigkeit der Fahrzeuge zu erhöhen und ihre Reparaturanfälligkeit zu vermindern, der auch in verlängerten Garantiezeiten zum Ausdruck kommt.

Die Zahl der Anschlüsse für die Entnahme von Unterdruck für die Verstellung des Zündzeitpunktes hat sich erhöht, und außerdem werden die Entnahmebohrungen heute oftmals in gleicher Weise wie die

Übergangsbohrungen von der Drosselklappe gesteuert. Viele Motoren besitzen jetzt Einrichtungen für eine Regelung der Ansaugluftemperatur und für eine geschlossene Kurbelgehäuseentlüftung. Darüber hinaus sind in den USA Einrichtungen gebräuchlich für die Zugabe von Sekundärluft ins Abgas wie auch ins Saugrohr, zur Abgasrückführung und zur Begrenzung des Verdunstens von Kraftstoff. Für einen Teil dieser Einrichtungen benutzt man von der Stellung der Drosselklappe oder vom Luftdurchsatz abhängige pneumatische Steuersignale, die dann aus dem Vergaser entnommen werden. Daneben benötigt man Anschlüsse zur ungesteuerten Entnahme von Saugrohrdruck bzw. zur Abgabe von Stoffen in das Saugrohr; diese Anschlüsse werden unter anderem an den Vergasern angebracht.

13 Auswahl der Vergaser

Die Auswahl der Vergaserbauart erfolgt in erster Linie nach der gewünschten Leistung und dem Hubraum eines Motors. Daneben sind die Kosten, die Verfügbarkeit und Gesichtspunkte des Marketing von Bedeutung.

In Bild 1 sind Bauarten von Vergasern der Höchstleistung sowie der Hubraumleistung von Motoren zugeordnet. Erfaßt sind die Motorentypen, die im Herbst 1975 in Westdeutschland von den dort pro-

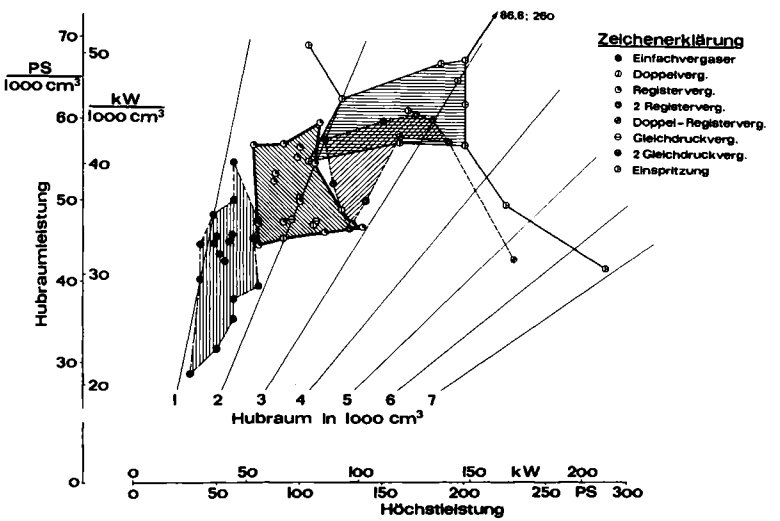


Bild 1. Zuordnung von Vergaserbauarten zu Hubraumleistung und Höchstleistung ausgeführter Motoren nach dem Stand vom Herbst 1975

duzierenden Herstellern in Personenwagen und Kombis angeboten wurden. Wenn gleiche Motoren in mehrere Fahrzeugmodelle eingebaut werden und in diesen aufgrund unterschiedlicher Luftfilter- bzw. Auspuffanlagen unterschiedliche Leistungen erbringen, dann sind sie nur mit der jeweils höchsten Leistung in der Darstellung enthalten. Dasselbe gilt für Motorentypen, die sich nur im Verdichtungsverhältnis unterscheiden.

Die Darstellung zeigt einen fest umrissenen Anwendungsbereich für Einfachvergaser. In einem zweiten Feld sind Doppelvergaser, Registervergaser und Gleichdruckvergaser zusammengefaßt. Dem Charakter nach gehören ebenfalls zusammen Anordnungen mit einem Doppel-Registervergaser, zwei Registervergasern oder zwei Gleichdruckvergasern. Mit zunehmender Höchstleistung steigen die Hubraumleistung und der Aufwand für die Vergaserausrüstung an. Die Benzineinspritzung wird bevorzugt für große Leistungen und große Hubraumleistungen eingesetzt.

Für die anderen Länder Westeuropas mit eigenständiger Automobilproduktion lassen sich entsprechende Darstellungen zeichnen. Diese führen zu grundsätzlich gleichen Ergebnissen wie Bild 1, lassen aber auch vorwiegend durch die historische Entwicklung bedingte nationale Eigenarten erkennen. So werden beispielsweise Anlagen mit zwei Registervergasern nur in Deutschland verwendet, wo auch Einspritzanlagen am weitesten verbreitet sind. In Italien setzt man auffallend häufig einen bzw. zwei Doppelvergaser ein. In Großbritannien – dem Ursprungsland der Gleichdruckvergaser – überdecken diese einen großen Teil des Bereiches, in dem in anderen Ländern Einfach- bzw. Registervergaser eingesetzt werden. Häufig anzutreffen sind in diesem Lande auch Lösungen mit zwei Gleichdruckvergasern.

Eine ungewöhnliche Anordnung hat man in Frankreich für einen V6-Motor von 2,7 l Hubraum gewählt. Er besitzt eine Registeranordnung von Vergasern, bei der die erste Stufe aus einem Einfachvergaser besteht und die zweite Stufe aus einem pneumatisch betätigten Doppelvergaser. Innerhalb Europas werden Doppel-Registervergaser nur in Deutschland gefertigt. In den USA, wo in größter Zahl V8-Motoren mit großem Hubraum hergestellt werden, sind sie dagegen weit verbreitet.

2 Entwicklung der Vergasersysteme

Die Ausführungen in diesem Abschnitt beziehen sich vorwiegend auf Vergaser mit festen Lufttrichterquerschnitten. Einige der behandelten Einrichtungen sind auf Vergaser mit veränderlichen Lufttrichterquerschnitten übertragbar. Die Entwicklung der für diese Vergaser typischen Systeme ist im Abschnitt 33 besprochen.

21 Systeme für den Leerlauf

Nach wie vor ist es notwendig, die Leerlaufeinstellung der Motoren korrigieren zu können. Die – sofern man sie nicht durch besondere Maßnahmen unterdrückt – bei der Herstellung der Motoren vorkommenden Exemplarstreuungen der Reibung und die Veränderungen der Reibung, die im Laufe der Gebrauchsdauer auftreten, machen es notwendig, die im Leerlauf zugeführte Menge des Gemisches nachstellen zu können. Daneben sieht man in der Regel eine Regulierschraube vor, die die Zusammensetzung des Gemisches beeinflußt. Man verwendet diese Schraube zum Ausgleich von Fertigungsstreuungen und von möglichen Veränderungen der Vergaser. Sie dient aber auch dazu, das Gemisch an den hohen Gehalt der Kurbelgehäuse-Abluft an Kohlenwasserstoffen anzupassen. Diese Kohlenwasserstoffe beeinflussen bei der jetzt vorgeschriebenen Rückführung der Abluft auf die Ansaugseite die Zusammensetzung des Gemisches deutlich. Ihre Menge ist bei den einzelnen Motoren verschieden groß und ändert sich im Laufe der Gebrauchsdauer. Schließlich ist es bei Motoren, die in gebirgigen Gegenden überwiegend auf größeren Höhen betrieben werden, sinnvoll, die natürliche mit der Höhe zunehmende Anreicherung des Leerlaufgemisches auszugleichen.

Schon zu Beginn des Bemühens um die Abgasentgiftung stellte man fest, daß bei den zu der Zeit üblichen kraftstoffreichen Leerlaufeinstellungen die im Leerlauf und beim Schiebebetrieb auftretenden hohen Gehalte der Abgase an Kohlenmonoxid und Kohlenwasserstoffen das Ergebnis des damals benutzten Kalifornientests maßgeblich bestimmten. Außer zu veränderten Einstellwerten gelangte man schon bald zu Einrichtungen in den Vergasern, die die im Leerlauf möglichen Gemischzusammensetzungen begrenzen. Später wurden auch ganz neue Systeme und andere Methoden der Einstellung entwickelt.

Unter anderem durch Erhöhen der Leerlaufdrehzahl auf ungefähr 850–950 1/min und durch künstliches Verschlechtern des indizierten Wirkungsgrades mittels relativ später Zündzeitpunkte hat man die für den Leerlauf notwendigen Liefergrade soweit vergrößert, daß die betriebswarmen Motoren mit Konzentrationen des Abgases von weniger als 2,5 Vol.-% Kohlenmonoxid einwandfrei leerlaufen. Dabei verminderte sich auch der im Leerlauf zu beobachtende Kohlenwasserstoffgehalt der Abgase.

Im Vergaser begrenzt eine zusätzliche *Maximalbegrenzungsschraube*, die in Richtung der Kraftstoffströmung vor der Gemischregulierschraube angeordnet ist und die bei der Herstellung einjustiert wird, auch beim maximal möglichen Herausdrehen der Gemischregulierschraube die mögliche Anreicherung des Gemisches (Bild 2). Dasselbe erreicht man mit einer Gemischregulierschraube, die im Anschluß an den Regulierkonus noch eine stiftartige Verlängerung aufweist, die

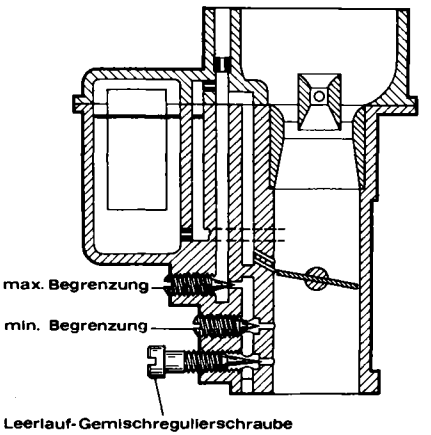


Bild 2. Schematische Darstellung eines Leerlaufsystems mit Begrenzungen für den größtmöglichen und den kleinstmöglichen Kraftstoffdurchsatz

stets einen Teil der Austrittsbohrung ausfüllt. Bei einer solchen Begrenzung kann es vorkommen, daß sich bei neuen Motoren mit ungewöhnlich großer Reibung die gewünschte Leerlaufdrehzahl aus Mangel an Kraftstoff nicht erreichen läßt. – In entsprechender Weise hat man auch *Minimalbegrenzungen* vorgesehen, die vor der eigentlichen Gemischregulierschraube vom Leerlaufgemischkanal abzweigen und unterhalb der Drosselklappe ins Saugrohr münden. Der Durchlaßquerschnitt kann lediglich gebohrt oder mit Hilfe einer Einstellschraube justierbar sein (Bild 2). Auf diese Weise erhalten die zugehörigen Zylinder selbst bei ganz geschlossener Gemischregulierschraube eine Mindestmenge an Kraftstoff. Angewendet wurden solche Einrichtungen in Einfachvergasern für Motoren, bei denen bei zu starker Abmagerung des Leerlaufgemisches einzelne Zylinder aussetzten und die Emissionen von Kohlenwasserstoffen übermäßig stark anstiegen, ohne daß der Lauf der Motoren unrund wurde. Weiter sind derartige Begrenzungen für Motoren mit mehreren Vergasern oder mit Mehrfachvergasern gut geeignet.

Die Verwendung relativ später Zündzeitpunkte sollte schon mit Rücksicht auf ein gutes Beschleunigungsverhalten möglichst auf den Leerlauf begrenzt bleiben. Unter anderem bringt man deshalb die Bohrung bzw. die Bohrungen für die Entnahme von Unterdruck für die Verstellung des Zündzeitpunktes im Einflußbereich der Drosselklappe an. Die Lage der Klappe zu diesen Bohrungen wirkt sich in starkem Maße auf den entnommenen Unterdruck aus und es entstand der Wunsch, typeinheitlich im Leerlauf eine vom Luftdurchsatz unabhängige Lage der Drosselklappe zu verwirklichen. Man erreicht sie,

indem man einen Teil der für den Leerlauf benötigten Luft aus der Mischkammer entnimmt, durch einen *Umluftkanal* um die Drosselklappe herumführt und unterhalb der Drosselklappe ins Saugrohr austreten läßt (Bild 3). Eine Einstellschraube im Kanal bietet die Möglichkeit, den Luftdurchsatz zu verstellen. Für die Kraftstofflieferung bleibt das herkömmliche Leerlaufsystem mit der Gemischregulierschraube erhalten. Die Nachstellung des Leerlaufs ist nach wie vor mit zwei Schrauben – Umluftschraube und Gemischregulierschraube – vorzunehmen. Eine einheitliche Lage der Drosselklappe im Leerlauf schafft auch gleiche Ausgangsbedingungen für die Ansteuerung der Übergangsbohrungen, die bei veränderlicher Lage der Drosselklappe unter Umständen im Leerlauf schon weitgehend zur Kraftstofflieferung beitragen können. So ist auch im Übergangsbereich eine relativ enge Anpassung der Gemischzusammensetzung an den Bedarf möglich.

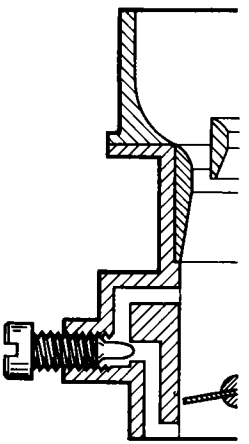


Bild 3.
Schematische Darstellung eines Umluftkanals

Beliefert man einen Umluftkanal auch mit einem eigens hergestellten und an Kraftstoff reichen Vorgemisch, so gelangt man zu einem *Zusatzgemischsystem* (Bild 4). Ein solches System ist in der Regel mit althergebrachten Mitteln aufgebaut. Mit Hilfe einer Kraftstoffdüse und einer Luftdüse erzeugt man ein sehr reiches Vorgemisch, das dann einem Luftstrom beigefügt wird, der dem Hauptströmungskanal entstammt. Die Zusammensetzung des so entstehenden Gemisches entspricht ungefähr dem Luftverhältnis 1; seine Menge läßt sich mit der gezeichneten großen Regulierschraube verstellen. Neben dem Zusatzgemischsystem bleibt das übliche Leerlaufsystem als sogenanntes Grundleerlaufsystem erhalten. Es dient auch weiterhin zur Versorgung der Übergangsbohrungen. Jedes der beiden Systeme kann ungefähr die Hälfte der für den Leerlauf notwendigen Gemischmenge liefern.

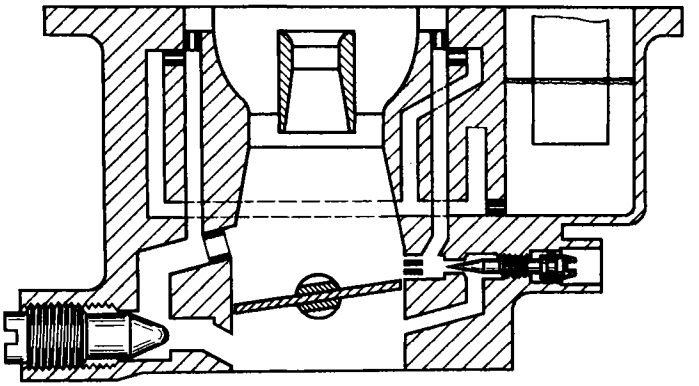


Bild 4. Schematische Darstellung eines Vergasers mit Grundleerlaufsystem (rechts) und Zusatzgemischsystem (links)

Durch eine geeignete Abstimmung der im Leerlauf wirksamen Systeme – bei einem Einfachvergaser sind das Grundleerlauf- und Zusatzgemischsystem – läßt sich erreichen, daß unabhängig von seiner Menge die Zusammensetzung des Gemisches und damit in erster Näherung auch der Gehalt des Abgases an Kohlenmonoxid konstant bleiben. Da Ottomotoren mit abnehmendem Liefergrad im allgemeinen ein reicher werdendes Gemisch benötigen, wählt man zweckmäßig das Grundleerlaufgemisch um rund 10% reicher als das Zusatzgemisch und erreicht so, daß das Gesamtgemisch mit zunehmendem Leerlaufluftdurchsatz ein wenig ärmer wird. – Von den durch die Anwendung eines Zusatzgemischsystems gegebenen Möglichkeiten, die sog. CO-Konstanz zu erreichen, wird nicht immer Gebrauch gemacht.

Wird der Kraftstoff für das Zusatzgemischsystem direkt aus der Schwimmerkammer entnommen, so spricht man von einem unabhängigen System, bei Kraftstoffentnahme aus dem Hauptsystem zwischen Hauptdüse und Mischrohr von einem abhängigen. Auch auf der Luftseite kann man von einer unabhängigen Entnahme sprechen. Sie liegt vor, wenn die Luft vor dem Lufttrichter aus dem Hauptströmungskanal abgezweigt wird. Bei Entnahme hinter dem Lufttrichter ist sie als abhängig anzusehen. Die Art der Luftentnahme beeinflußt den Einsatz des Hauptdüsensystems. Während die westdeutschen Automobilhersteller Zusatzgemischsysteme für den Leerlauf in großem Umfang einsetzen, hat man solche Systeme im europäischen Ausland nur vorübergehend und in anderen Ländern bei den nicht von Westdeutschland abhängigen Herstellern offenbar gar nicht verwendet.

Besondere Anforderungen stellt die Einregulierung des Leerlaufs bei Mehrvergaseranlagen. Zwar ist es mit einfachen Mitteln möglich, die

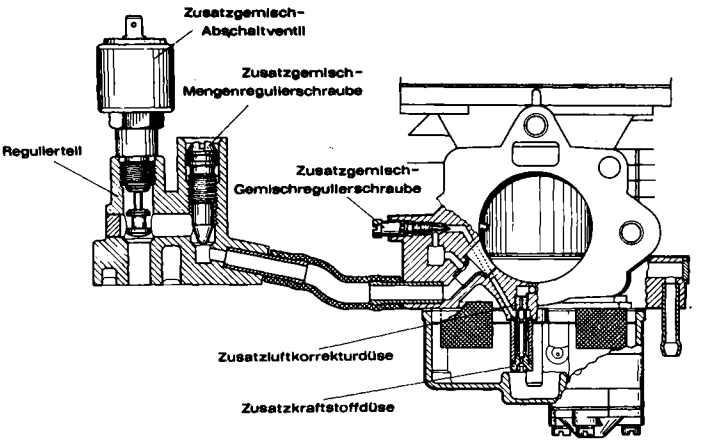


Bild 5. Unabhängiges Zusatzgemischsystem zur zentralen Leerlaufeinstellung

Luftdurchsätze durch die Vergaser zu synchronisieren, jedoch ist aus der Abgassammelprobe nicht einwandfrei zu erkennen, aus welchen Zylindern beobachtetes Kohlenmonoxid stammt. Eine Abhilfe bringt in solchen Fällen der Einbau von Rohren für die Entnahme von Abgasproben der Zylinder bzw. der Zylindergruppen, für die eine Gemischregulierschraube vorhanden ist. Eine andere Möglichkeit stellt die Verwendung eines unabhängigen Zusatzgemischsystems zur *zentralen Leerlaufeinstellung* dar. Bild 5 zeigt ein Ausführungsbeispiel, das an einer Anlage mit zwei Vergasern mit veränderlichen Lufttrichterquerschnitten verwirklicht ist. Das Zusatzgemischsystem ist mit in dem Gehäuse des einen Vergasers untergebracht. Die Luft wird aus dem Vergasereinlauf entnommen. Das in dem kleinen Lufttrichter bereitete Zusatzgemisch wird aus dem Vergaser herausgeführt und mit einem Schlauch zu dem Regulierteil geleitet, das sich an einer geeigneten Stelle des Saugrohres befindet, hier beispielsweise an der Ausgleichsleitung zwischen den beiden Zylindergruppen. Die Regulierschraube für die Menge des Gemisches befindet sich im Regulierteil, die für die Zusammensetzung im Vergaser. Nachdem die Vergaser einmal eingestellt sind, erfolgt das Nachstellen des Leerlaufs allein mit dem Zusatzgemischsystem.

Als Nebeneffekt hat die Einführung von Zusatzgemischsystemen für den Leerlauf auch eine erhebliche Verminderung des Kohlenwasserstoffgehalts der Abgase im Leerlauf mit sich gebracht. Dieses Ergebnis läßt sich der sehr guten Aufbereitung zuschreiben, die das Gemisch von annähernd endgültiger Zusammensetzung am Spalt der Regulierschraube und in den Leitungen erfährt. Bei einem herkömmlichen

Leerlaufsystem läßt sich eine gleichartige Aufbereitung erreichen, indem man das Leerlaufvorgemisch unter Beigabe von Umluft durch eine Düse ins Saugrohr austreten läßt. Bei einer zentralen Leerlaufeinstellung kann man durch den Ort der Zuführung des Gemisches am Saugrohr auch die Gemischverteilung beeinflussen.

Bei Flachstromvergasern mit veränderlichem Lufttrichterquerschnitt kann man im Leerlauf wegen der dann geringen Luftgeschwindigkeiten am Boden der Mischkammer ein Rinnsal von Kraftstoff beobachten. Dieser Kraftstoff läßt sich zusammen mit Luft vor der Drosselklappe abziehen und das dabei entstehende Gemisch dann an einer Einstellschraube vorbei ins Saugrohr geben. Durch diese *Umführung* wird das Gemisch sehr gut aufbereitet und außerdem erreicht man, daß die Drosselklappe im Leerlauf stets eine einheitliche Stellung einnehmen kann.

Die eingangs erwähnte Anhebung der Leerlaufdrehzahlen hat als unerwünschte Nebenwirkung mit sich gebracht, daß ein großer Teil der Motoren in heißem Zustand dazu neigt, nach dem Abschalten der Zündung unter Glühzündungen nachzulaufen. Dem läßt sich begegnen, indem man mit der Zündung auch Luft, Kraftstoff oder Gemisch abschaltet. In den USA ist es allgemein gebräuchlich, den Anker eines Elektromagneten als Anschlag für die Leerlaufstellung der Drosselklappe zu verwenden. Mit dem Einschalten der Zündung wird der Anker vorgeschoben und läßt die Drosselklappe nur bis in die Leerlaufstellung schließen. Beim Abschalten fällt der Anker zurück, die Drosselklappe kann weiter schließen und sperrt einen Teil der Ansaugluft ab. In Europa hat man mit elektromagnetischen Kraftstoffabschaltventilen begonnen, die die Leerlaufdüse mit enthalten. Im abgeschalteten Zustand drückt eine Feder einen am Magnetanker befestigten Stößel vor die Düsenöffnung und verhindert so weitgehend den Zustrom von Kraftstoff zum Motor. Bild 9 zeigt eine gleichartige Anordnung, bei der anstelle von Kraftstoff Vorgemisch abgeschaltet wird. Bei Verwendung von Zusatzgemischsystemen schaltet man in entsprechender Weise den Zustrom des unter Umständen um den Grundleerlaufkraftstoff angereicherten Zusatzgemisches zum Motor ab (Bild 14).

22 Zusatzeinrichtungen für den Schiebebetrieb

Bei geschobenem Motor tritt an den Querschnitten, die den Gemisch- bzw. Luftdurchsatz begrenzen, ein überkritisches Druckverhältnis auf. Bei gleichbleibenden Querschnitten und infolgedessen konstant bleibender Menge von Gemisch bzw. Luft steigt mit zunehmender Drehzahl der Saugrohrunterdruck an. Dabei kann der Liefergrad soweit zurückgehen, daß wegen des zu hohen Restgasgehalts der Ladung die

Entflammung nicht mehr zuverlässig erfolgt. Die Konzentration von Kohlenwasserstoffen im Abgas steigt dann sehr stark an. Neben dieser schon bei stationärem Betrieb zu beobachtenden Erscheinung nimmt beim Übergang aus mittleren und hohen Lasten in den Schiebebetrieb der absolute Druck im Saugrohr ab und darin enthaltener flüssiger Kraftstoff kann verdunsten. Es kommt zu einer vorübergehenden Anreicherung des Gemisches, die ebenfalls zum Ausbleiben der Entflammung führen kann.

Es sind verschiedene Wege gefunden worden, eine übermäßige Emission von Kohlenwasserstoffen im Schiebebetrieb zu vermeiden. Die Versuche, die Kraftstoffzufuhr abzuschalten, haben schon wegen des hohen Kohlenwasserstoffgehalts der Kurbelgehäuseabluft nicht zum Erfolg geführt. Die durch zu hohen Abgasgehalt bedingte Entflammungsgrenze kann man durch die im vorhergehenden Abschnitt erwähnte Anhebung der Liefergrade im Leerlauf zu hohen Schiebedrehzahlen verlagern. Bei den Mitteln, die sich bewährt haben, kann man unterscheiden danach, ob sie andauernd zu wirken vermögen oder nur vorübergehend. Gerade auf diesem Gebiet, das sich sehr schnell entwickelt hat, ist die im Schrifttum verwendete Bezeichnungsweise nicht einheitlich. Außerdem ist eine Vielzahl von Lösungen möglich, so daß die besprochenen nur als Beispiele aufzufassen sind.

Dauernd wirksam sein kann auch die zusätzliche Einleitung von Gemisch beim Schieben, die schon früh verwirklicht worden ist. Zu diesem Zweck hat man ein für die zentrale Leerlaufregulierung schon vorhandenes Zusatzgemischsystem dazu benutzt, im Schiebebetrieb eine mit einer Schraube einstellbare Mehrmenge von Gemisch durch ein Membranventil gesteuert in die Ausgleichsleitung des Saugrohres zu geben (Bild 6). Zum Schalten dient Saugrohrunterdruck, der über

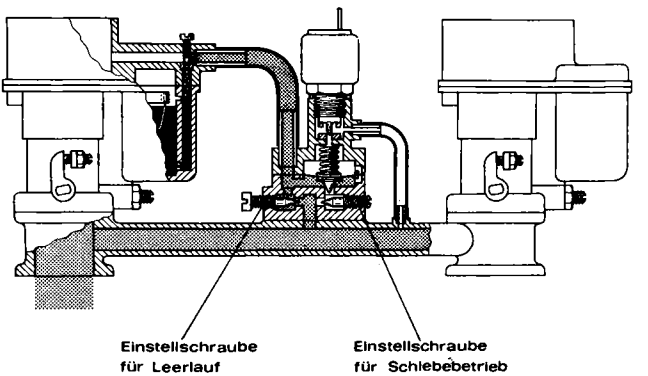


Bild 6. Verwendung eines unabhängigen Zusatzgemischsystems für die zentrale Einstellung des Leerlaufs und zur Gemischzugabe im Schiebebetrieb

ein – mittels eines elektronischen Schaltkreises – drehzahlabhängig gesteuertes elektromagnetisches Schaltventil dem Membranventil zugeleitet wird. Mit dem zusätzlichen Gemisch würde der Motor im Leerlauf mit einer überhöhten Drehzahl laufen. Man schaltet deshalb das zusätzliche Gemisch bei Annäherung an diese Drehzahl ab, so daß der Motor die normale Drehzahl annehmen kann. Auch eine nur vom Saugrohrunterdruck abhängige Steuerung eines dem hier angeführten Membranventil entsprechenden Ventils für die Zuführung von Gemisch bzw. unter Umständen auch nur von Luft ist gebräuchlich.

Die Zuführung einer erhöhten Gemischmenge im Schiebebetrieb kann man auch durch ein geringfügiges Öffnen der Drosselklappe erreichen. Zu diesem Zweck läßt sich eine kräftige Membrandose einsetzen, deren Feder in der einen Endlage über ein einstellbares Gestänge die Drosselklappe(n) ein wenig offenhält (Bild 7). Unterhalb einer vorbestimmten Drehzahl legt ein elektronischer Schalter Spannung an ein elektromagnetisches Schaltventil, so daß Saugrohrunterdruck in die Membrandose gelangt und die Feder gespannt wird. Damit erhält die Drosselklappe die Möglichkeit, bis in die normale Leerlaufstellung zu schließen.

Das Zuschalten des Saugrohrunterdrucks zur Membrandose läßt sich auch pneumatisch steuern. Das Gestänge wird dann so angeordnet, daß die Membrandose in umgekehrter Weise wie die in Bild 7 dargestellte arbeitet: Wenn sie mit dem Saugrohrunterdruck beaufschlagt ist, hält sie die Drosselklappe offen. Das Schalten des Saugrohrunterdrucks erfolgt durch ein Schaltventil, dessen Ventilstößel von einer ständig mit Saugrohrunterdruck beaufschlagten weiteren Membran aufgeschoben wird und gegen einen feststehenden Ventilsitz

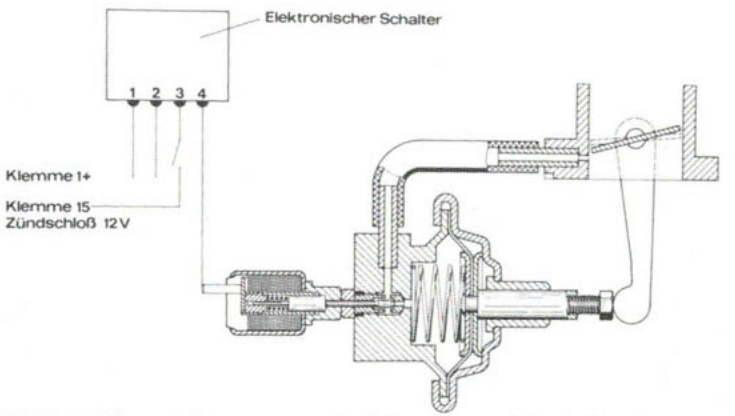


Bild 7. Elektronisch gesteuerte Einrichtung zum Offenhalten der Drosselklappe im Schiebebetrieb

arbeitet. Man gelangt so zu einem pneumatischen Regler für den Saugrohrunterdruck. Der Einfluß des Luftdrucks auf den Saugrohrunterdruck läßt sich mit Hilfe einer Barometerdose kompensieren.

Ein *Schließdämpfer* ist geeignet, das Schließen der Drosselklappe in der Endphase der Schließbewegung zu verzögern. Zu diesem Zweck verwendet man Membrandosen, bei denen im unbelasteten Zustand eine Feder den Membranraum vergrößert. Zugleich wird über ein Rückschlagventil Luft in den Membranraum hineingesaugt. In der Endphase der Schließbewegung wirkt ein mit der Drosselklappe verbundener Hebel derart auf den Stößel der Membrandose ein, daß der Membranraum verkleinert wird. In dem Raum entsteht ein Überdruck, der über eine Drosselstelle so entweicht, daß die Schließbewegung der Drosselklappe verzögert wird.

Wenn beim Schiebebetrieb die Entflammung infolge zu großen Kraftstoffanteils ausbleibt, kann bei mit Sekundärlufteinblasung ausgerüsteten Motoren im Abgassystem ein gut zündfähiges Gemisch entstehen und es kann zum Knallen im Auspuffsystem kommen. In solchen Fällen helfen *Schubluftventile*, mit denen Sekundärluft vorübergehend statt ins Auspuffsystem ins Saugrohr geleitet wird, so daß die Verbrennung im Motor aufrechterhalten bleibt.

23 Auf den Luftdurchsatz ansprechende Systeme

Zu den auf den Luftdurchsatz ansprechenden Systemen sind neben den unabhängigen Anreicherungseinrichtungen in erster Linie die Hauptsysteme der Vergaser mit festen Lufttrichterquerschnitten zu zählen. Bei diesen gibt es nach wie vor eine schwer zu übersehende Vielfalt der Bauformen. Gelegentlich kann man eine Möglichkeit der Justierung an Hauptsystemen beobachten, entweder auf der Kraftstoffseite oder bei der Luftkorrektur. Da die Streuungen der Hauptsysteme gut zu beherrschen sind, ist eine Einjustierung nur sinnvoll, wenn sie die Streuungen im Übergangsbereich wirksam zu reduzieren ermöglicht. In diesem Bereich trägt aber auch das Leerlaufsystem zur Förderung bei, so daß bei den Interdependenzen der beteiligten Systeme der Aufwand für die Einstellung groß werden kann.

24 Einrichtungen für Start und Warmlauf

Bei Vergasern mit festen Lufttrichterquerschnitten werden jetzt überwiegend Vordrosselstarteinrichtungen (Starterklappe, Choke) verwendet. Mit Nebenschlußstartern (Startvergasern) wird es mit zunehmender Abmagerung der im betriebswarmen Zustand verwendeten Gemische immer schwieriger, die für das Beschleunigen des kalten

Motors notwendige Anreicherung sicherzustellen. Ihre alleinige Anwendung geht daher zurück.

Bei den automatisch arbeitenden Starteinrichtungen verwendet man als Steuerelement nach wie vor Bimetallfedern. Während man für deren Beheizung in den USA noch Abgas mit einsetzt, benutzt man sonst gern Kühlwasser, das eine gute Anpassung an den Temperaturzustand des Motors erlaubt. Nach wie vor verwendet man auch die elektrische Beheizung mit Hilfe einer stromdurchflossenen Heizwendel aus Widerstandsdraht, die in starkem Maße eine Zeitabhängigkeit ergibt. Eine sehr gute Anpassung ist mit einer kombinierten kühlwasser-elektrischen Beheizung möglich.

Als neue Heizelemente beginnen PTC-Widerstände sich einzuführen, die aufgrund ihrer selbstregelnden Eigenschaften in einfacher Weise eine schnelle Aufheizung der Bimetallfeder und damit auch die schnelle Abschaltung der Warmlaufsteuerung zu erreichen erlauben, die bei der Verwendung von schnell aufheizenden Saugrohren zulässig ist. Mit zwei PTC-Widerständen, von denen der zweite erst bei höheren Umgebungs- oder Motortemperaturen von z. B. 15 – 25°C durch einen besonderen temperaturempfindlichen Schalter zugeschaltet wird, kann man – zeitabhängig betrachtet – dem Drehmoment der Bimetallfeder einen im Vergleich zum Temperaturverlauf des Motors geknickten Verlauf geben und somit neben mäßiger Anreicherung bei mittleren Temperaturen eine verstärkte Anreicherung bei tiefen Temperaturen erzielen.

Mit zunehmender Verschärfung der Abgasgesetzgebung steigt die relative Bedeutung der Anwärmphase in den Abgastesten, und der bei der Abstimmung der Warmlaufeinrichtung nutzbare Spielraum zwischen gutes Fahrverhalten ergebender minimaler und vom Abgasgrenzwert her zulässiger maximaler Anreicherung wird enger. Zugleich werden die Grenzen der Möglichkeiten der herkömmlichen mit einer Bimetallfeder gesteuerten Startautomatik erkennbar. Bei den geringen nutzbaren Drehmomenten dieser Federn erfordert die Beherrschung der Streuungen in der Serie einen zunehmenden Aufwand. Darüber hinaus sind mit im Grunde nur einer Einrichtung mehrere Funktionen zu erfüllen, deren Abstimmung aufeinander bei eingeengtem Freiraum ohne zusätzliche Maßnahmen nicht immer zu einem befriedigenden Ergebnis führt. Es ist zum Auftreten von Fahrfehlern in einer *grauen Zone* gekommen. Mit diesem Ausdruck bezeichnet man den Zeitraum, in dem die Anreicherung mit Rücksicht auf die Abgasgesetzgebung bereits ausgeschaltet ist, der Erwärmungszustand der Motoren sie aber eigentlich noch notwendig macht. Die Weiterentwicklung zielt auf eine intensivierte Beheizung der Saugrohre, durch die die Anwärmphase abgekürzt wird, und auf eine Verfeinerung der Startautomatiken mit weiteren Möglichkeiten der Anpassung.

Eine Alternative zur Bimetallspiralfeder stellen Dehnstoffelemente (Wachsthermostaten) dar. Sie erlauben vor allem, große Verstellkräfte

abzugeben, die auch zum Öffnen der Drosselklappe ausreichen. Mit ihnen ist es möglich, vollautomatische Starteinrichtungen zu entwikkeln, die nicht erst durch ein Betätigen des Gaspedals in Funktion gesetzt werden müssen. Die Dehnstoffelemente kann man mit Kühlwasser oder elektrisch, beispielsweise mit PTC-Widerständen, beheizen. Anwendungsbeispiele sind von der französischen Solex-Gesellschaft[1]) entwickelte Vergaser, die von der Firma Peugeot eingebaut werden.

Beim Vordrosselstarter wird die Anreicherung nach dem Anspringen des Motors von Start- auf Warmlaufbetrieb umgeschaltet. Dazu zieht man im allgemeinen durch den auf ein Kölbchen oder eine Membran wirkenden Saugrohrunterdruck mechanisch die Vordrossel gegen einen Anschlag ein wenig auf. Verbesserungen der Anpassung sind an dieser Stelle möglich durch eine temperaturabhängige Verschiebung des Anschlags. Verzögerungsglieder lassen den Unterdruck nicht sogleich wirksam werden und dienen dazu, ein Absterben des Motors unmittelbar nach dem Kaltstart zu verhindern. Wenn die Vordrossel für das Abfahren mit dem teilweise erwärmten Motor etwas weiter geöffnet sein muß als für den Durchlauf gleich nach dem Start, kann man auch zwei Einrichtungen zum Aufziehen vorsehen, die nacheinander zur Wirkung kommen und von denen die zweite die erste zu überziehen in der Lage ist. Dazu benötigt man dann ein zusätzliches Steuerorgan, das den Saugrohrunterdruck an der zweiten Einrichtung wirksam werden läßt.

Motoren, die auf ein Automatikgetriebe arbeiten, werden nach dem Kaltstart beim Einlegen eines Getriebegangs mit dem dann beträchtlichen Leerlaufdrehmoment des Getriebes belastet, ohne daß der Fahrer das Gaspedal betätigte. Falls man nicht eine überhöhte Drehzahl des leerlaufenden Motors in Kauf nimmt, kann die Drehzahl bei diesem Schaltvorgang so sehr gedrückt werden, daß der Motor kein Gas mehr annimmt oder sogar ausgeht. Für solche Fälle hat sich ein *Saugrohrunterdruckregler* bewährt (Bild 8). Er besteht aus einer Membrandose, die ständig mit dem Saugrohrunterdruck beaufschlagt ist. Im Gleichgewicht zwischen der Federkraft und den Unterdruckkräften an der Membran wird die Drosselklappe stets soweit geöffnet, daß ein an der Feder eingestellter Saugrohrunterdruck eingehalten wird. Da der Saugrohrunterdruck in einem engen Zusammenhang mit der Leerlaufdrehzahl steht, gelangt man so zu einem *Drehzahlregler* für den Leerlauf. Der in dem Beispiel gezeigte Regler arbeitet vorwiegend während des Warmlaufs. Bei betriebswarmem Motor liegt der Drosselklappenhebel der 1. Stufe an dem normalen Leerlaufanschlag an der Einstellschraube an. In dem Unterdruckanschluß der Membrandose befindet sich ein als Rückschlagventil dienendes Kugel-

1) Société des Carburateurs Solex – S.A.R.L., Nanterre/Frankreich.

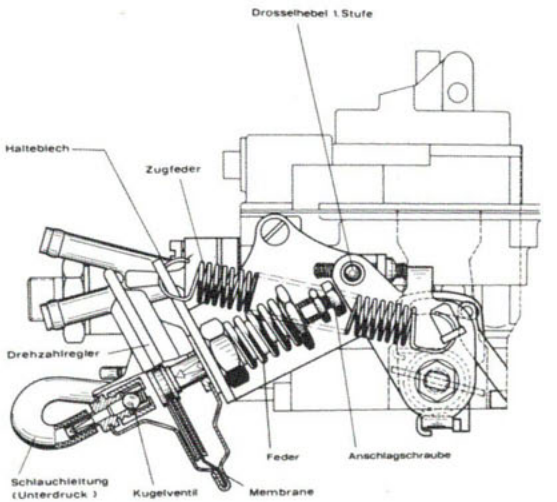


Bild 8. Membrandose als Regler für den Saugrohrunterdruck, betriebswarmer Motor

ventil, das von einer nicht gezeigten sehr feinen Drosselbohrung überbrückt ist. Diese Einrichtung sorgt dafür, daß nach dem Anspringen des kalten Motors die Membran nur verzögert anzieht, und die Drosselklappe nicht so schnell schließt, daß der Durchlauf des Motors gefährdet ist. Bricht dagegen der Saugrohrunterdruck zusammen, so öffnet das Kugelventil, und der Regler kann die Drosselklappe schnell aufdrücken. Die Anschlagschraube am Ende der Stange wird so eingestellt, daß die Drosselklappe bei stehendem Motor bis in die Vollstartstellung aufgedrückt wird.

Neue Möglichkeiten eröffnen sich auch unter Zuhilfenahme zusätzlicher Systeme durch eine Entflechtung der Funktionen der Starteinrichtungen. Die Vordrossel wirkt in erster Linie anreichernd auf die Systeme eines Vergasers, die auf den Luftdurchsatz ansprechen. Leerlaufsysteme arbeiten dagegen vorwiegend abhängig vom Saugrohrunterdruck. Trotzdem muß bei der Abstimmung der Warmlaufsteuerung die Wirkung der Vordrossel bis in den Leerlaufbereich hinuntergezogen werden. Auf diese Ausdehnung des Wirkungsbereichs kann man verzichten, wenn neben der Vordrossel ein besonderes *Zusatzgemischsystem für den Warmlauf* (Nebenschlußstarter) eingesetzt wird (Bild 9). Dieses System ist mit herkömmlichen Mitteln aufgebaut. Mit je einer Kraftstoff- und Luftdüse wird – in dem Beispiel an einem Tauchrohr – ein reiches Vorgemisch gebildet, dessen Höchstmenge mit einer Regulierschraube einstellbar ist. Durch Bohrungen in der Hülse, in der sich diese Schraube befindet, wird das

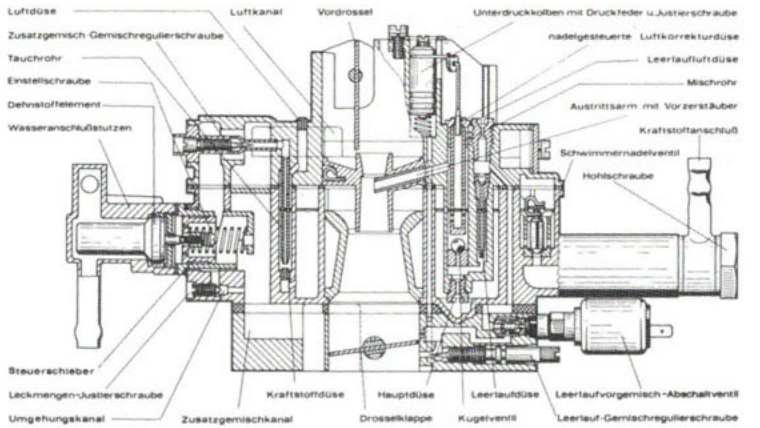


Bild 9. Zusatzgemischsystem für den Warmlauf und elektromagnetisches Abschaltventil für das Leerlaufvorgemisch

Vorgemisch einem Luftstrom beigegeben, der aus dem Vergasereinlauf entnommen wird. Das Gemisch gelangt hinter der Drosselklappe ins Saugrohr. Seine Menge steuert ein Schieber, der gegen die Kraft einer Feder abhängig von der Kühlwassertemperatur durch ein Dehnstoffelement verstellt wird.

Dieses System ist wie ein unabhängiges Leerlaufsystem aufgebaut. Man kann es auch als logische Ergänzung der Leerlaufsysteme für den nicht betriebswarmen Motor ansehen. In erster Linie legt man es so aus, daß es für den Leerlauf die notwendige Anreicherung und den Teil des Gemisches liefert, den der nicht betriebswarme Motor zusätzlich benötigt. Die neben diesem System erhalten bleibende Vordrossel dient dann noch für den eigentlichen Kaltstart und beim Warmlauf in erster Linie zur Anreicherung des Gemisches, das die abhängig vom Luftdurchsatz arbeitenden Systeme liefern. Die üblicherweise vorhandene Verbindung zwischen Vordrossel und Drosselklappenanschlag, mit der die Lieferung der vermehrten Gemischmenge für den Leerlauf sichergestellt wird, kann entfallen. Bei Vorhandensein eines Saugrohrunterdruckreglers kann man diesen so einstellen, daß die Drosselklappe bei stehendem Motor die Vollstartstellung einnimmt. Nach dem Anspringen des Motors hält der Saugrohrunterdruckregler die Drosselklappe stets in der Stellung, die notwendig ist, den eingestellten Unterdruck und damit auch die gewünschte Leerlaufdrehzahl aufrechtzuerhalten. Auf diese Weise gelangt man mit Hilfe des Zusatzgemischsystems für den Warmlauf und des Unterdruckreglers zu einer vollautomatischen Starteinrichtung. Da das Zusatzgemischsystem beim Warmlauf die für den Leerlauf notwendige Mehrmenge an Gemisch

liefert, wird sich auch in dieser Betriebsphase die Stellung der Drosselklappe nicht wesentlich von der unterscheiden, die für den betriebswarmen Motor eingestellt worden ist.

In dem Beispiel wird die für das Zusatzgemischsystem benötigte Luft unterhalb der Vordrossel aus dem Vergasereinlauf entnommen. Erfolgt die Entnahme außerhalb des Wirkungsbereichs der Vordrossel, beispielsweise direkt aus dem Luftfilter, dann ist in dieser Leitung ein zusätzliches Drosselorgan vorzusehen, das bei stehendem Motor die Leitung absperrt und nach dem Start öffnet. Wäre es nicht vorhanden, so würde beim Kaltstart am Hauptsystem nicht der Unterdruck auftreten, der für die Förderung einer ausreichenden Kraftstoffmenge notwendig ist.

Um eine genügende Anreicherung beim Beschleunigen des kalten Motors sicherzustellen, setzt man Beschleunigungspumpen mit *temperaturabhängig gesteuerter Einspritzmenge* ein. Zu diesem Zweck ist der Pumpenzylinder mit einer Überströmbohrung versehen, durch die bei betriebswarmem Motor während des Druckhubs Kraftstoff in die Schwimmerkammer zurücklaufen kann. Bei kaltem Motor verschließt ein Ventil die Bohrung und bewirkt eine erhöhte Einspritzmenge. Die Betätigung des Ventils ist mit einem Dehnstoffelement möglich oder mit einem pneumatischen Schaltventil. Das Dehnstoffelement wird im oder am Vergasergehäuse untergebracht und nimmt dort eine Temperatur an, die nicht immer dem Temperaturzustand des Motors entspricht. Eine bessere Anpassung ist mit Hilfe eines im Kühlwasserkreislauf befindlichen thermo-pneumatischen Schaltventils möglich,

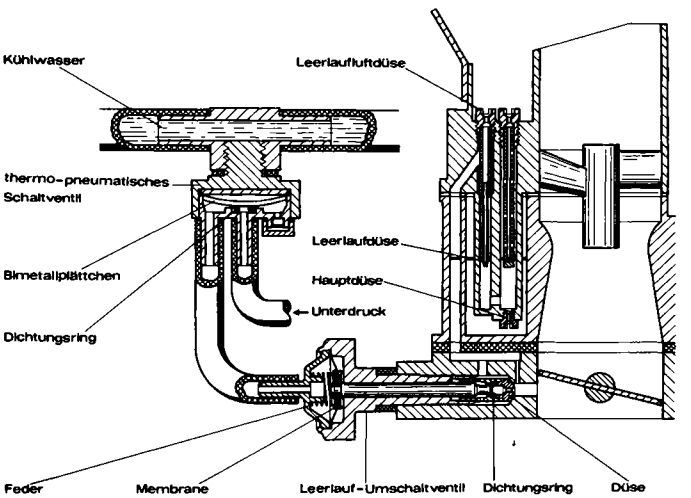


Bild 10. Thermopneumatisch gesteuertes Umschaltventil für die Kraftstofflieferung im Leerlauf

das Saugrohrunterdruck an ein pneumatisches Einspritzmengenumschaltventil legt. Ein solches Ventil ist im Bild 13 mit dargestellt. Bei dem thermo-pneumatischen Schaltventil handelt es sich um ein vorgeformtes, bei bestimmten Temperaturen umspringendes Bimetallplättchen, das in einem Gehäuse aufgenommen ist und eine Kanalverbindung öffnet bzw. verschließt (Bild 10).

Eine Anreicherung des Leerlaufgemisches läßt sich auch durch Vermindern der dem Leerlaufsystem zuströmenden Korrekturluftmenge erreichen. So hat man ein an einer Bimetallfeder aufgehängtes Ventil verwendet, das in kaltem Zustand eine Luftbohrung verschließt und auf diese Weise das Gemisch anreichert. Auch in diesem Falle stimmen der Temperaturzustand von Steuerglied und Motor nicht vollständig überein. Besser ist die Anwendung eines thermo-pneumatischen Schaltventils der Art, wie es im vorhergehenden Absatz besprochen wurde. Ausgeführt worden ist eine Konstruktion, bei der ein thermopneumatisches Schaltventil ein *Leerlaufumschaltventil* steuert, das aus einem vorhandenen Leerlaufsystem durch eine Düse eine zusätzliche Menge reichen Vorgemisches ins Saugrohr gelangen läßt; Bild 10 zeigt eine derartige Einrichtung.

25 Niveaukonstanthaltung

Bei Kraftfahrzeugmotoren werden zum Konstanthalten des Niveaus Schwimmereinrichtungen eingesetzt. Membraneinrichtungen sind nicht gebräuchlich, bei Gebrauchsmotoren werden auch Überlaufsysteme nicht mehr verwendet. Neben dem bei den zuletzt genannten Systemen notwendigen Aufwand für die Rücklaufleitung und die zweite Kraftstofförderpumpe ist dafür maßgebend, daß eine entfernt vom Vergaser montierte Schwimmerkammer eine Außenbelüftung benötigt. Unter diesen Umständen hängt das vom Vergaser gelieferte Mischungsverhältnis von dem mit der Verschmutzung steigenden Widerstand des Luftfilters ab, was heutzutage nicht mehr in Kauf genommen werden kann.

Aus gezogenem Messingblech zusammengelötete Schwimmer sind selten geworden. Geklebte Schwimmer aus zwei Polyamid-Formteilen werden abgelöst durch einteilige Schwimmer, die aus geschlossenporig verschäumtem Nitryl-Kautschuk unter Druck in ihrer endgültigen Form vulkanisiert werden. Dieser Werkstoff ist absolut sicher gegen Auftriebsverluste sowie praktisch vollkommen beständig gegen die üblichen Kraftstoffe. Außerdem sind in einem Stück hohlgeblasene Schwimmer aus Acetalharzen gebräuchlich. Damit die Streuungen des Niveaus gering bleiben, ist man bestrebt, Schwimmer und Schwimmernadel gemeinsam entweder am Vergaserdeckel oder im Gehäuse anzubringen. Detailverbesserungen sind geeignet, die Betriebssicherheit auch unter extremen Bedingungen zu erhöhen. Hier sind zu nennen die Verbindung von Schwimmernadel und Schwimmergelenk

mit einem federnden Haken, die Verwendung eines elastischen Werkstoffs für die Dichtspitze der Schwimmernadel und das Einrollen einer gefedert angeordneten Kugel in das am Gelenk anliegende Ende der Schwimmernadel.

Im Abschnitt 31 wird auf die Notwendigkeit eingegangen, Schwimmer und Schwimmerkammer so zu gestalten, daß die unter der Wirkung von Quer- und Längsbeschleunigungen unvermeidbaren Schräglagen der Kraftstoffoberfläche die Vergaserfunktion möglichst wenig beeinflussen.

Um den mit steigenden Temperaturen an den Vergasern zunehmenden Heißlaufschwierigkeiten zu begegnen, werden neben der heutzutage normalerweise eingesetzten Innenbelüftung der Schwimmerkammern Zuschalt- oder Umschaltbelüftungen vorgesehen. Üblicherweise betätigt man diese mechanisch in Abhängigkeit von der Drosselklappenstellung, es sind jedoch auch andere Methoden gebräuchlich.

26 Beschleunigungspumpen

Bei den Kraftfahrzeugmotoren sind die pneumatisch betätigten Beschleunigungspumpen durch mechanisch angetriebene verdrängt worden, die sich dadurch auszeichnen, daß sie beim Beschleunigen schneller zu fördern beginnen. Die Einspritzmengen gehen zurück, häufig angewendete Werte sind 0,5 bis 1,0 cm^3/Hub. Die Förderung konzentriert sich überwiegend auf die ersten ungefähr 20° der Drosselklappenöffnung, und es ist wichtig, daß die Pumpe beim Beschleunigen sofort zu fördern beginnt. Es zeichnet sich ab, daß man bei sehr gut angepaßten Vergasern und auch sehr gut beheizten und gestalteten Saugrohren für den betriebswarmen Motor auf eine Beschleunigungspumpe verzichten könnte. Man benötigt sie aber immer noch für den kalten Motor.

Nach wie vor sind Membran- und Kolbenbeschleunigungspumpen gebräuchlich. Bei den Kolbenpumpen sind die Manschetten aus Leder durch gleichmäßiger herstellbare aus dem Fluorelastomer Viton verdrängt worden. Kugeln für die Pumpenventile werden auch aus Glas gefertigt.

Schwierigkeiten bereitet die Entlüftung der Pumpenzylinder, wenn bei heißem Vergaser der Kraftstoff zu verdampfen beginnt. Eine einfache und betriebssichere Lösung, die ermöglicht, auch unter diesen Umständen schon gleich zu Beginn des Druckhubs Kraftstoff zu fördern, ist noch nicht gefunden worden.

Bei den üblichen Beschleunigungspumpen ist die Förderrate bei schnellem Betätigen größer als bei langsamem Durchtreten des Gaspedals. Diese Abhängigkeit läßt sich mit einem Überdruckventil beeinflussen, durch das Kraftstoff in die Schwimmerkammer zurückläuft (Bild 11).

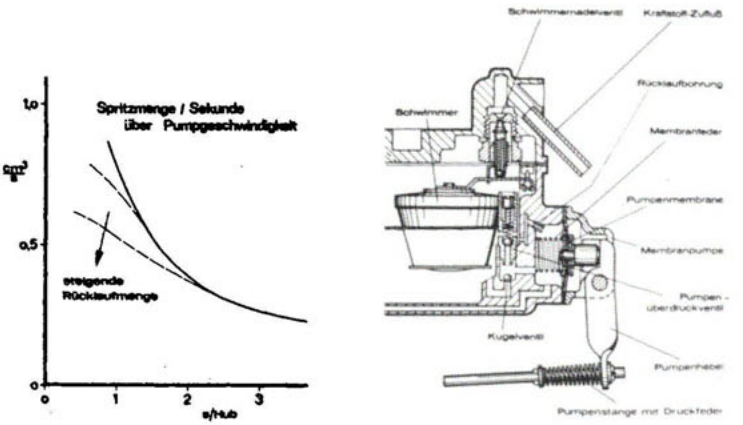


Bild 11. Beschleunigungspumpe mit Überdruckventil und schematische Darstellung der Auswirkung des Ventils auf die Förderrate

3 Entwicklung der Vergaserbauarten

31 Allgemeine Entwurfsrichtlinien

Neben der Abgasgesetzgebung hat auch die Weiterentwicklung der Kraftfahrzeuge zu Verschiebungen in der Bewertung der verschiedenen Gesichtspunkte geführt, die beim Entwurf eines Vergasers zu beachten sind. Bei Vergasern mit festen Lufttrichterquerschnitten dominiert nach wie vor die Fallstromanordnung. Steigstromvergaser werden in Deutschland für Kraftfahrzeuge nicht benutzt. Flachstromvergaser mit festen Lufttrichterquerschnitten findet man vorzugsweise in Doppelanordnung an sportlich ausgelegten Motoren hoher Hubraumleistung. Wegen der immer noch flacher werdenden Motorhauben ist man bemüht, die Bauhöhe der Vergaser möglichst gering zu halten.

Die großen Fortschritte in der Fahrgestell- und Reifenentwicklung haben zu wesentlich gesteigerten Fahrleistungen der Kraftfahrzeuge geführt. An normalen Gebrauchsfahrzeugen treten Beschleunigungen in Quer- und Längsrichtung auf, die vor 10 Jahren nur Sportwagen erreichten. Mit diesen Beschleunigungen ist unvermeidbar ein Schrägstellen des Kraftstoffniveaus in der Schwimmerkammer relativ zum Vergasergehäuse verbunden. Damit es bei solchen Fahrzuständen nicht zu Störungen im Motorlauf infolge von Kraftstoffmangel auf der einen Seite oder eines Zuviels an Kraftstoff auf der anderen Seite kommt, ist der Gestaltung der Schwimmer und Schwimmerkammern besondere Aufmerksamkeit zu widmen.

Flacher werdende Motorhauben, zunehmende Enge der Motorräume und ihre schlechter werdende Durchlüftung sowie, von im

Auspuffsystem angeordneten Nachreaktionsstrecken ganz abgesehen, verstärkte Beheizung von Ansaugluft und Gemisch erhöhen die Temperaturen an den Vergasern. Damit steigt die Anfälligkeit gegen Betriebsstörungen durch teilweises Verdampfen des Kraftstoffs bei langanhaltendem Leerlaufbetrieb mit heißem Motor sowie beim Starten und Abfahren mit noch heißem Motor.

Im Leerlauf läßt sich das Aufheizen der Vergaser durch Isolation gegenüber der Wärmequelle mit Hilfe von Abschirmblechen und Isolierflanschen verzögern. Unter Umständen kann man das Aufheizen sogar ganz unterbinden mit Hilfe eines Kraftstoff zum Tank zurückführenden Rücklaufs, bei dem der Kraftstoff durch das Gehäuse hindurchgeleitet wird und Wärme abführt. Es ist möglich, stets etwas Kraftstoff durch eine Düse zurücklaufen zu lassen oder Rücklaufsteuerventile einzusetzen. Letztere können auf den bei geringen Förderraten hohen Druck der Kraftstofförderpumpe ansprechen, mechanisch betätigt sein oder von der Drosselklappe gesteuert durch Saugrohrunterdruck geschaltet werden. Sofern die Kraftstoffleitung nicht durch das Vergasergehäuse geführt wird, ist die kühlende Wirkung eines Rücklaufs gering. In solchen Fällen dient der Rücklauf dazu, daß die Kraftstofförderpumpe auch bei geringem Verbrauch durchströmt wird, in der Absicht, eine übermäßige Erwärmung des Kraftstoffs und die Bildung von Dampfblasen in der Pumpe selbst sowie in den Leitungen zu vermeiden und dem Vergaser laufend kühlen Kraftstoff ohne Blasen zuzuführen.

Die Schwimmerkammern der Vergaser erhalten in der Regel eine Innenbelüftung, die eine Verbindung zwischen der Schwimmerkammer und dem Lufteinlaß darstellt. Wenn bei anhaltendem Leerlaufbetrieb in der Schwimmerkammer Kraftstoffdämpfe entstehen, entweichen diese durch die Innenbelüftung in die vom Vergaser angesaugte Luft und reichern das Gemisch an. Um diese Anreicherung zu vermeiden, kann man im Leerlauf durch Zuschalt- bzw. Umschaltbelüftungen eine zusätzliche bzw. alleinige Verbindung von der Schwimmerkammer ins Freie herstellen. Die Betätigung erfolgt im allgemeinen mechanisch in Abhängigkeit von der Stellung der Drosselklappe.

Nach einem Heißstart beginnt aus dem Tank neu hinzukommender frischer Kraftstoff bei Berührung mit noch heißen Wandungen der Schwimmerkammer und der Vergaserkanäle sofort zu sieden. Dadurch kann es zu einem mangelnden Auftrieb des Vergaserschwimmers und einem Überlaufen der Schwimmerkammer mit der Folge einer Überfettung des Gemisches einerseits und einem vorübergehenden Leistungsverlust beim Abfahren infolge von Kraftstoffmangel andererseits kommen. Auch kann das Zusammenarbeiten der Vergasersysteme gestört werden. Als wenig anfällig gegen solche Betriebsstörungen haben sich Konstruktionen erwiesen, bei denen die Düsen in frei von oben in die Schwimmerkammer hängenden Düsenstöcken angeordnet in den Kraftstoff eintauchen. Bei solchen Konstruktionen steht an den Düsen zum frühestmöglichen Zeitpunkt blasenfreier Kraftstoff zur Verfügung und durch die geringe Metallmasse und dadurch, daß der Düsenstock rundum durch den frischen Kraftstoff gekühlt wird, tritt ein Sieden in den kraftstoffführenden Kanälen, wenn überhaupt, nur noch sehr kurzzeitig auf.

In extremen Fällen kann sich durch das Sieden des Kraftstoffs in der Schwimmerkammer ein Überdruck aufbauen, durch den Kraftstoff sowohl durch eine Innenbelüftung als auch in stärkerem Maße als normal durch das Hauptsystem der Ansaugluft beigefügt wird. Eine Abhilfe ist möglich durch Auskleiden der Schwimmerkammer mit einem Werkstoff schlechter Wärmeleitfähigkeit sowie durch ein Vergrößern der Belüftung nach außen.

Mit dem Verstärken der Luftvorwärmung und dem Ansteigen des Temperaturniveaus an den Vergasern ist die Anfälligkeit gegen Vereisung zurückgegangen. Damit ist es nicht mehr nötig, den Drosselklappenflansch mit Kühlwasser zu beheizen. Außerdem enthalten heute praktisch alle Markenkraftstoffe in der kritischen Jahreszeit die Bildung oder das Anhaften von Eis unterdrückende Additive. – Nach der Einführung der geschlossenen Kurbelgehäuseentlüftungen traten Betriebsstörungen dadurch auf, daß sich Rückstände an den Drosselklappen und teilweise auch an Luftkorrekturdüsen absetzten. Diese Rückstände werden sehr wirksam durch die reinigenden Additive bekämpft, die in vielen Markenkraftstoffen enthalten sind.

Das zu beobachtende Wiederansteigen des Verhältnisses von Hub zu Bohrung der Motoren, ausgeprägter Leichtbau mit geringstmöglichen Wandstärken bei Graugußgehäusen, verbreitete Anwendung von Leichtmetall, Verwendung von kurzen Pleuelstangen und auch langanhaltend genutzte hohe Drehzahlen bei kleinen Gebrauchsmotoren führten zu einer allgemeinen Zunahme der Schwingungsbeanspruchung, der die Vergaser ausgesetzt sind. Die Spitzenwerte der Beschleunigungen übersteigen 100 g. Als sehr wirksam hat sich hier eine passive Isolierung durch Einfügen eines gummielastischen Flansches zwischen Vergaser und Saugrohr erwiesen, durch die man die Beschleunigungen um den Faktor 10 verringern kann.

Standardwerkstoffe für die verschiedenen Druckgußteile der Vergasergehäuse sind immer noch Zinklegierungen. Die Verwendung von Aluminiumlegierungen wird gefördert durch ihre geringere Dichte und durch ihren größeren Widerstand gegen Kriechen bei erhöhten Temperaturen. Aluminiumlegierungen setzt man beispielsweise gern für Drosselklappenteile ein. Auch Grauguß wird wegen seiner guten Festigkeit und chemischen Beständigkeit noch gern für Drosselklappenteile genommen.

Für Schwimmerkammern hat man bereits spezielle mit Asbest gefüllte Duroplaste verwendet, die bei geringer Dichte und bei relativ geringer Wärme- und Temperaturleitfähigkeit die notwendige chemische Beständigkeit gegen die Kraftstoffe und eine ausreichende Festigkeit im ganzen infrage kommenden Temperaturbereich aufweisen. Einer weitergehenden Einführung steht entgegen, daß ein mechanisches Bearbeiten dieser Werkstoffe hohe Kosten verursacht. Die Verwendung von Thermoplasten wird durch ihre geringe Warmfestigkeit gehemmt. Ein Einsatz für die Hauptteile von Kraftfahrzeugvergasern ist noch nicht bekannt geworden. Angewendet werden

Thermoplaste für Füllstücke, Abdeckungen, schwingungsdämpfende Buchsen und ähnliche Bauteile. Die Leichtgängigkeit von Drosselklappenachsen verbessert man durch eine Beschichtung mit PTFE-Kunststoffen. Zusammen mit brünierten Drosselklappenachsen werden auch Buchsen verwendet, die in einer Bronzetragschicht eingebettete PTFE-Kunststoffe aufweisen. Für denselben Zweck sind auch Streifen aus graphitgefülltem PTFE-Kunststoff gebräuchlich, die zu einer Buchse aufgerollt werden.

Nach wie vor werden Vergaser auf der Saugrohrseite mit einem Flansch versehen, in dem Durchgangslöcher für die Befestigungsschrauben angeordnet sind. Mit zunehmender Zahl der Hilfseinrichtungen, die ringsum an den Vergasergehäusen anzubringen sind, ist die Zugänglichkeit zu den Verschraubungsstellen schlechter geworden. Bei Fallstromvergasern brachten außer einer auffallenden Vergrößerung des Flansches, die an manchen US-Vergasern zu beobachten ist, lange, durch den gesamten Vergaser von oben hindurchgesteckte Schrauben Abhilfe. Dank der dann sehr einfachen Montage des Vergasers auf dem Saugrohr mit der Möglichkeit, Mehrfachschrauber einzusetzen, ist der Aufwand für die notwendigen Verstärkungen des Gehäuses wirtschaftlich.

Der Aufbau der Vergaser ist auch dadurch beeinflußt worden, daß die Dauerhaltbarkeit vergrößert worden ist. Zur Stabilisierung der Leerlaufeinstellwerte erwies sich als zweckmäßig, die Länge der Anschlaghebel der Drosselklappenachsen von der Achsmitte bis zum Anschlagpunkt, für die früher 12 bis 15 mm üblich waren, zu erhöhen auf mindestens 40 mm. Außerdem werden Anschlagschraube und Anschlag gehärtet. Die Lagerungen besonders der Drosselklappenachsen sind verstärkt worden. Neben Dichtringen zur Vermeidung des Ansaugens von Falschluft verwendet man für die Drosselklappenachsen auch Lagerbuchsen, die sowohl eine tragende als auch eine abdichtende Funktion haben. Um die Widerstandsfähigkeit von Übertragungsgestängen gegen starke Erschütterungen zu vergrößern, werden Hebel und Gelenke gehärtet. Schwingungsdämpfende Kunststoffbuchsen in den Lagerstellen verhelfen zu einem geringeren Verschleiß.

In den USA sind seit dem Modelljahr 1975 gesetzlich doppelte Rückzugsfedern an den Drosselklappenachsen vorgeschrieben derart, daß auch nach dem Brechen einer Feder die andere die Klappen sicher zu schließen in der Lage ist.

Ebenfalls durch Gesetz ist in den USA die Kraftstoffmenge begrenzt, die – nachgewiesen in einem besonderen Versuch – aus dem Kraftstoffsystem des Fahrzeugs verdunsten darf. Man speichert die aus der Schwimmerkammer des Vergasers durch eine Umschalt- bzw. Zuschaltbelüftung austretenden Kraftstoffdämpfe zusammen mit den aus dem Kraftstofftank stammenden entweder im Kurbelgehäuse des Motors oder in besonderen mit Aktivkohle gefüllten Behältern. Während des normalen Motorbetriebs werden die Dämpfe dann, gesteuert durch ein am Vergaser entnommenes Signal, wieder abgesaugt, ins Saugrohr geleitet und im Motor verbrannt.

Seit dem Modelljahr 1977 wird in den USA von den erstmalig in hochgelegenen Gebieten zugelassenen Fahrzeugen verlangt, daß

sie den Abgasbestimmungen auch in der Höhe genügen. Diese Forderung macht eine Höhenkorrektur notwendig, die sich durch höhenabhängig arbeitende Zusatzeinrichtungen erreichen läßt.

Vom Oktober 1976 ab wird im Geltungsbereich der europäischen Abgasgesetzgebung verlangt, daß beim Nachstellen des Leerlaufs mit den frei zugänglichen Einstellorganen der Gehalt des Abgases an Kohlenmonoxid im Leerlauf nicht über 4,5 % ansteigen darf. In vielen Fällen wird man den Zugang zu den Einstellschrauben durch Stopfen verwehren, die zu ihrer Entfernung zerstört werden müssen. Eine andere Möglichkeit ist, nach der Ersteinstellung auf dem Motor über den Kopf der Gemischregulierschraube eine drehschlüssig haftenbleibende Kappe zu stecken, an der sich ein Nocken befindet. Dieser Nocken korrespondiert mit einem oder zwei am Gehäuse befindlichen Anschlägen, die eine Verstellung der Schraube über mehr als beispielsweise eine halbe oder knapp eine ganze Umdrehung verhindern und so nur noch eine Verstellung in begrenztem Umfang zulassen. Bild 9 zeigt eine solche Kappe an der Leerlauf-Gemischregulierschraube.

32 Vergaser mit festen Lufttrichterquerschnitten

Die grundsätzlich bestehenden Möglichkeiten des Aufbaus von Vergasern mit festen Lufttrichterquerschnitten sind seit langem bekannt und schon vielfach variiert worden. Neue Modelle entstehen in der Anpassung an die sich ändernden Erfordernisse und in der Absicht, neuere Erkenntnisse in der Serie zu verwerten. Den Aufbau der Vergaser wesentlich beeinflußt haben die zusätzlichen Systeme, die die Abgasentgiftung mit sich gebracht hat. Auch eine Startautomatik und eine Umschaltbelüftung beeinflussen einen Entwurf wesentlich. Die geleistete Detailarbeit ist dagegen nicht ohne weiteres erkennbar und bleibt oftmals auch dem nicht unmittelbar beteiligten Fachmann verborgen. Auf die zunehmende Verwendung von Registervergasern ist bereits hingewiesen worden.

Als Ausführungsbeispiel für Einfachvergaser gibt Bild 12 einen schematischen Schnitt durch einen Fallstromvergaser vom Typ 34 PICT-5 der DVG[2]) wieder. Die Vergaser dieses Grundtyps sind ohne getrennte Drosselklappenteile mit oftmals eingegossenem Lufttrichter und stets eingegossenem Gemischaustrittsarm besonders im Hinblick auf preisgünstige Herstellung in großen Mengen ausgelegt. Das Schwimmerkammervolumen ist mit Rücksicht auf einen genügenden Kraftstoffvorrat beim Heißabfahren vergleichsweise groß gehalten. Die Düsensysteme befinden sich in der Wand zwischen Schwimmerkammer und Hauptströmungskanal. Diese Vergaser werden mit Mischkammerdurchmes-

2) Deutsche Vergaser Gesellschaft mbH & Co KG, Neuß.

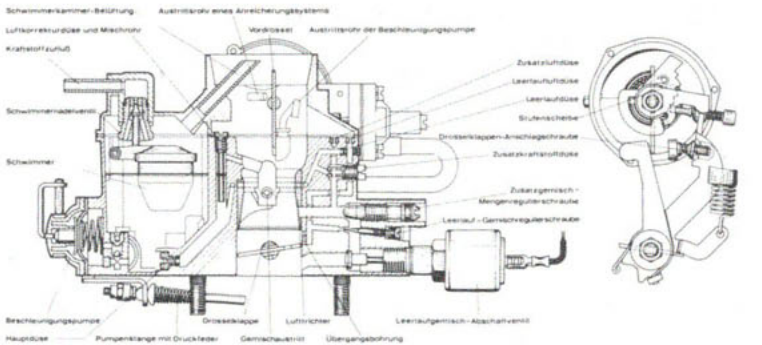


Bild 12. Schematischer Schnitt durch einen Einfachvergaser vom Typ 34 PICT-5 der DVG

sern von 30–34 mm für Motorleistungen von etwa 22–55 kW verwendet. Nachdem sie ursprünglich in sehr großen Mengen für mit längsliegender Kurbelwelle eingebaute Boxermotoren hergestellt wurden, verwendet man sie auch für querliegend eingebaute Reihenmotoren.

Neben dem Hauptsystem besitzen diese Vergaser ein abhängiges Grundleerlaufsystem, das auch die Übergangsbohrungen versorgt. Für das gleichfalls abhängige Zusatzgemischsystem für den Leerlauf wird die Luft aus der Erweiterung des Lufttrichters entnommen. Hinter der großen Regulierschraube gelangt auch der Kraftstoff des Grundleerlaufs in den Strom des Zusatzgemisches, um mit dem elektromagnetischen Gemischabschaltventil den Zustrom von Kraftstoff zum Motor vollständig unterbinden zu können.

Neben einem oder zwei unabhängigen Anreicherungssystemen besitzen diese Vergaser eine Membranbeschleunigungspumpe. Die Starteinrichtung ist am Vergaserdeckel angebracht, wobei die Stufen- bzw. Kurvenscheibe für die Anstellung der Drosselklappe außen frei zugänglich ist. In der Regel erhalten diese Vergaser eine Startautomatik mit elektrisch bzw. durch Kühlwasser beheizter Bimetallfeder. Sie werden jedoch auch mit handbetätigter Starteinrichtung hergestellt.

Als Ausführungsbeispiel für Registervergaser wird im folgenden die 2B-Baureihe der DVG herangezogen. Diese Vergaser sind für querliegend eingebaute Motoren entwickelt worden. Im Interesse einer guten Beherrschung der Gemischverteilung hat man die beiden Drosselklappen dicht aneinander herangerückt. Da unter diesen Umständen die Verwendung einer zentralen Schwimmerkammer nicht möglich war, hat man sich für zwei nach außen gelegte Schwimmerkammern entschieden. Bild 13 zeigt die wahre Zuordnung der in Tauchanordnung am Vergaserdeckel angebrachten Düsensysteme zu Hauptströmungskanal und Schwimmer. Nachträglich hat sich dann gezeigt, daß man diese Vergaser auch für längs eingebaute Reihenmotoren verwenden kann.

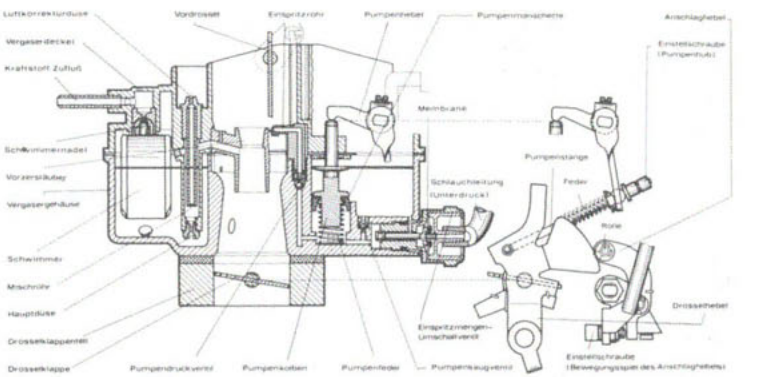


Bild 13. Schematischer Teilschnitt durch einen Registervergaser vom Typ 2B2 der DVG mit wahrer Zuordnung von Schwimmer und Düsensystem sowie mit Beschleunigungspumpe mit pneumatisch gesteuerter Überströmöffnung

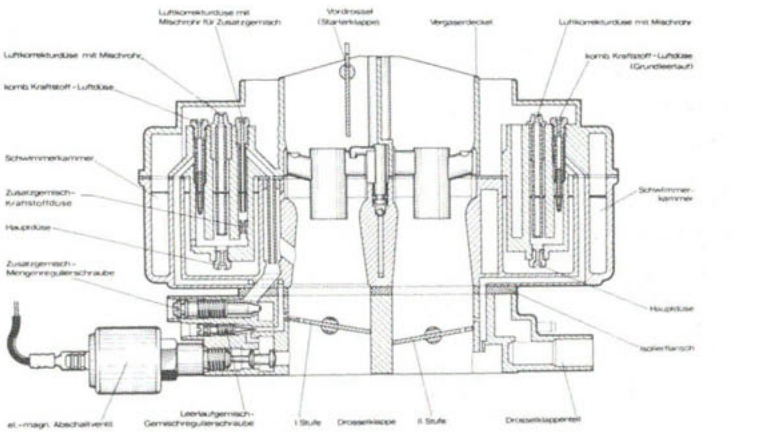


Bild 14. Schematischer Schnitt durch einen Registervergaser vom Typ 2B2 mit der Anordnung der Systeme

Mit den größtmöglichen Mischkammerdurchmessern von 2×34 mm lassen sich mit diesen Vergasern Höchstleistungen von rund 75 kW aus einem Hubraum von 1,6 l erzielen.

Der Aufbau der Vergasersysteme ist in Bild 14 schematisch dargestellt. Dem Hauptsystem der 1. Stufe sind ein abhängiges Leerlaufsystem, das auch die Übergangsbohrungen versorgt, und ein gleichfalls abhängiges Zusatzgemischsystem für den Leerlauf zugeordnet. Die Luft für das zuletzt genannte System wird teils vor und teils hinter dem Lufttrichter entnommen.

Zum Vermeiden des Nachlaufens ist ein elektromagnetisches Abschaltventil vorhanden, das auch den Grundleerlauf der 1. Stufe erfaßt. Dem Hauptsystem der 2. Stufe ist ein Grundleerlauf- und Übergangssystem zugeordnet. In beide Stufen lassen sich unabhängige Anreicherungen einbauen. In der 1. Stufe ist auch eine abhängig von Drosselklappenstellung und Saugrohrdruck ansprechende Teillaststeuerung möglich, die einen Bypaß zur Hauptdüse schaltet. Bei der Beschleunigungspumpe handelt es sich um eine vollständig unterhalb des Kraftstoffniveaus angeordnete Kolbenpumpe, die einen Arbeitskolben in Form einer elastischen Manschette besitzt. Die Starteinrichtung wirkt nur auf die 1. Stufe, bei kaltem Motor kann die 2. Stufe pneumatisch gesperrt werden.

Bei einem zweiteiligen Vergasergehäuse aus Zinkdruckguß besitzt dieser Vergaser ein Drosselklappenteil aus einer Aluminiumlegierung, das unter Zwischenfügen eines Isolierflansches mit dem Gehäuse verschraubt ist. Das Öffnen der Drosselklappe der 2. Stufe ist mechanisch in Abhängigkeit von der Stellung der Drosselklappe der 1. Stufe möglich oder pneumatisch in Abhängigkeit vom Luftdurchsatz. Die Befestigung des Vergasers auf dem Saugrohr erfolgt von oben mit vier langen Schrauben. Das Luftfiltergehäuse wird von oben auf den Vergaserdeckel geschraubt.

33 Vergaser mit veränderlichen Lufttrichterquerschnitten

Vergaser mit veränderlichen Lufttrichterquerschnitten, bei denen der Luftdurchsatz mit einem beweglichen Kolben gemessen wird, werden gegenwärtig in zwei Grundkonstruktionen hergestellt. In beiden Fällen handelt es sich um Flachstromvergaser, die auch eine gewisse Schräglage tolerieren. Bei den S. U.-Vergasern[3]) erfolgt die Abdichtung des oberhalb des Kolbens befindlichen Unterdruckraums, der mit der Mischkammer in Verbindung steht, gegenüber dem Umgebungsdruck mit einem Spalt, während man bei den Vergasern der englischen Zenith[4]) und der DVG eine Membran verwendet. Der Mischkammerunterdruck liegt bei den modernen Bauarten, die eine Schließfeder für den Kolben besitzen, zwischen rund 10 mbar im Leerlauf und 50 mbar bei Höchstleistung. Trotzdem bezeichnet man derartige Vergaser im Gegensatz zu solchen mit festen Lufttrichterquerschnitten auch heute noch als Gleichdruckvergaser.

Zur Erläuterung des Grundaufbaus dieser Vergaser und gleichzeitig als Ausführungsbeispiel gibt Bild 15 einen schematischen Schnitt durch einen Vergaser vom Typ 175 CDET der DVG wieder. Die Schwimmerkammer liegt unterhalb des Hauptströmungskanals zentrisch zu Düse und Düsennadel und ein Doppelschwimmer greift um das Rohr herum, durch den der Kraftstoff der Düse zuströmt.

3) S.U. Carburetter Co., Birmingham/England.
4) The Zenith Carburetter Co. Ltd., Stanmore/England.

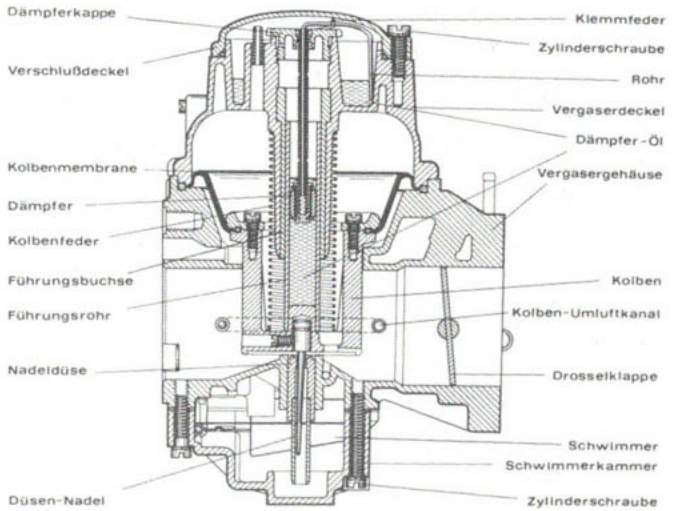


Bild 15. Schematischer Schnitt durch einen Vergaser mit veränderlichem Lufttrichterquerschnitt vom Typ 175 CDET der DVG

Der Kolben besitzt ein Führungsrohr, mit dem er in der in den Vergaserdeckel eingegossenen Führungsbuchse gleitet. Um Hysterese-Erscheinungen gering zu halten, ist besonders darauf zu achten, daß die Reibung zwischen Kolben und Führung klein bleibt. Ein Hersteller setzt an dieser Stelle auch einen Kugelkäfig ein [4]. In dem Beispiel der Abbildung wird der Kolben mit einem parallel zum Hauptströmungskanal angeordneten Umluftkanal umgangen, mit dem man bei geringen Durchsätzen Kolbenhub und Unterdruck in der Mischkammer beeinflussen kann. Mit einer in diesen Kanal eintauchenden Einstellschraube wird das Mischungsverhältnis für den Leerlauf eingestellt. Es sind auch Konstruktionen gebräuchlich, bei denen für die Leerlaufeinstellung die Düse im Gehäuse relativ zur Nadel verschoben wird. In dem Beispiel ist die Nadeldüse fest in das Gehäuse eingepreßt.

Bei den Vergasern der besprochenen Art ist eine gesonderte Beschleunigungspumpe nicht notwendig. Das Kolbenführungsrohr ist mit einem dünnflüssigen Öl gefüllt, in das von oben her ein fest am Vergaserdeckel angebrachter hydraulischer Dämpfer taucht. Dieser Dämpfer verzögert beim Beschleunigen das Öffnen des Kolbens, wodurch es zu einem vorübergehenden Anstieg des an der Düse wirksamen Differenzdrucks und damit zu einer vorübergehenden Anreicherung des Gemisches kommt. Während ältere Konstruktionen nur einen geringen Ölvorrat besitzen, ist bei dem Vergaser des Beispiels ein großes Ölreservoir im Vergaserdeckel untergebracht. Durch ein Kapillarrohr

läuft Öl in den Dämpferraum nach, überschüssiges Öl drückt der Kolben in das Reservoir zurück.

Charakteristisch für die Vergaser der besprochenen Art ist, daß sie in der Regel nur ein einziges den Kraftstoff bemessendes System besitzen. Das Bemessen des Kraftstoffs in dem auftretenden Durchsatzbereich von rund 1:40 zu beherrschen, erfordert allerdings besondere Maßnahmen konstruktiver Natur. So hat man beispielsweise festgestellt [20, 24], daß der Durchfluß durch die Nadeldüse von der Exzentrizität der Nadel in der Düse abhängt (Bild 16). Man befestigt die Nadeln gefedert im Kolben so, daß sie an einer Seite der Düse anliegen.

Bei geringen Kraftstoffdurchsätzen liegt die größte Breite des Spaltes zwischen Nadel und Düse in der Größenordnung von 0,05 – 0,1 mm. Im Vergleich zu gleiche Durchsätze erbringenden Düsen ohne Nadel sind die Reynoldszahlen der Strömung um einen Faktor von rund 5 und mehr kleiner. Damit gerät man im Leerlauf mit den Durchflußbeiwerten schon in den Bereich der stark abfallenden Werte, der für sehr klein werdende Durchsätze durch Düsen charakteristisch ist. Diese Tatsache kann den Durchsatz empfindlich machen gegen die Änderungen der Kraftstoffzähigkeit, die mit den am Motor auftretenden Veränderungen der Kraftstofftemperatur verbunden sind. Streuungen des Kohlenmonoxidgehalts der Abgase im Leerlauf und Unsicherheiten bei der Einstellung des Leerlaufs nach der Abgaszusammensetzung in den Werkstätten sind die Folge, so daß man nach Möglichkeiten der Temperaturkompensation gesucht hat.

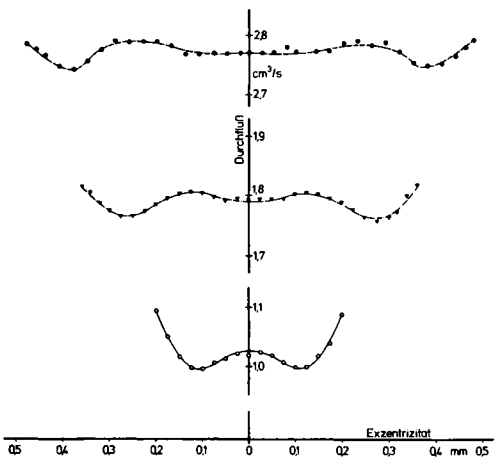


Bild 16. Abhängigkeit des Kraftstoffdurchsatzes durch eine Nadeldüse von der Exzentrizität der Nadel in der Düse

Es sind eine ganze Reihe von Möglichkeiten der Kompensation entwickelt worden. So kann man mit einem unterhalb des Vergasers angeordneten und auf die Umgebungstemperatur ansprechenden Dehnstoffelement die Düse im Gehäuse verschieben. Auf die Kraftstofftemperatur sprechen eine einzige sehr starke Bimetallfeder oder ein Stapel von Bimetalltellerfedern an, die in der Schwimmerkammer untergebracht sind und ebenfalls die Düse verschieben. Geringen Aufwand verursacht ein den Kolben umgehender Umluftkanal, dessen Querschnitt umgebungstemperaturabhängig mit Hilfe einer Bimetallfeder gesteuert wird und mit dem man den Differenzdruck an Kolben und Düse beeinflußt. Eine sehr interessante Lösung ist die Zugabe von Luft in die Nadeldüse, die die englische Zenith entwickelt hat [21] Bild 17. Unter Ausnutzung der gegenläufigen Temperaturabhängigkeiten, die die kinematischen Zähigkeiten von Luft und Kraftstoff besitzen, läßt sich eine praktisch vollständige Kompensation erreichen.

Für die Anreicherung beim Start und beim Warmlaufen gibt es selbständige Startvergaser, siehe beispielsweise [26]. Im allgemeinen verwendet man jedoch am Vergaser angebrachte Einrichtungen, die in ihrem Aufbau den Nebenschlußstarteinrichtungen bei Festlufttrichtervergasern entsprechen. Dadurch, daß man – zumindest beim Warmlauf – den zusätzlichen Kraftstoff aber auf der Abstromseite der Brücke im Bereich des Kolbens austreten läßt, erhält man eine in erster Näherung dem Luftdurchsatz proportionale Anreicherung, wie sie bei den Festlufttrichtervergasern den Vordrosselstartern eigen

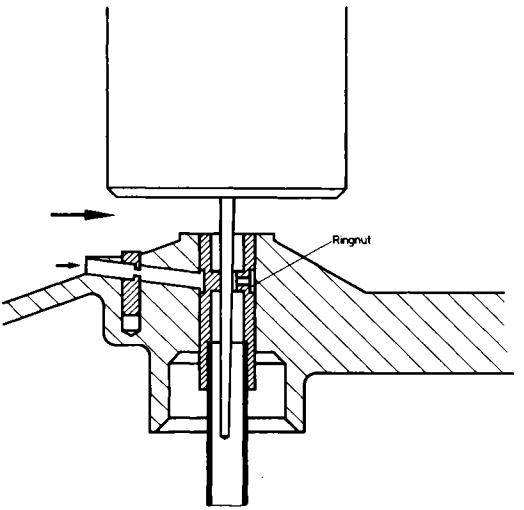


Bild 17. Anordnung zur Einführung von Luft in eine Nadeldüse zur Temperaturkompensation

ist. In der praktischen Ausführung sind viele Varianten gebräuchlich. Beim Beschleunigen wirkt das in der Kälte zähere Dämpferöl ebenfalls anreichernd, so daß die von der Warmlaufsteuerung zu liefernde Anreicherung des Gemisches verhältnismäßig klein bleiben kann. Um die für den eigentlichen Kaltstart notwendige Kraftstoffmenge fördern zu können, verwendet man auch zusätzliche Kaltstartventile, die einen weiteren Kraftstoffkanal freigeben. Dieser Kanal kann in die Mischkammer oder auch direkt ins Saugrohr münden.

Durch das Bemessen des Kraftstoffs mit nur einem Düsensystem im gesamten Betriebsbereich entfallen die Unregelmäßigkeiten der Kraftstofförderung und die Schwierigkeiten der Abstimmung, die bei Festlufttrichtervergasern mit dem Übergang von einem System auf ein anderes verbunden sind. Wenn auch ein direkter Vergleich fehlt, so deutet die Erfahrung doch darauf hin, daß man mit Gleichdruckvergasern ausgerüstete Motoren bei gleichem Fahrverhalten magerer abstimmen kann als es mit Vergasern mit festen Lufttrichterquerschnitten möglich ist. Das Vorhandensein beweglicher Teile für die Bemessung des Kraftstoffs bringt zusätzliche Ursachen für Streuungen mit sich, so daß bei den stationär auf der Fließbank gemessenen Mischungsverhältnissen größere Streubereiche zugelasen werden müssen als sie sich mit Festlufttrichtervergasern einhalten lassen. Wenn auch ein Vergleich auf breiter Basis nicht gegeben ist, so scheint man doch trotz dieser größeren Streuungen bei den mit Gleichdruckvergasern ausgerüsteten Motorentypen in der Serie zumindest genau so gute Emissionen in den Abgastesten zu erzielen, wie sie bei der Verwendung von Vergasern mit festen Lufttrichterquerschnitten erreicht werden.

Die Tatsache, daß auch bei mäßigen Durchsätzen an der Stelle der Vermischung von Luft und Kraftstoff verhältnismäßig hohe Luftgeschwindigkeiten herrschen wie auch das allgemeine Verhalten der Gleichdruckvergaser im instationären Fahrbetrieb macht sie Registervergasern mit festen Lufttrichterquerschnitten vergleichbar. Da der Kolben beim Beschleunigen die Zunahme des Luftdurchsatzes dämpft, erfolgt der Leistungseinsatz allerdings weicher. Trotzdem müssen die Beschleunigungszeiten der Fahrzeuge nicht schlechter ausfallen. Der grundsätzlichen Einfachheit und der geringeren Anzahl von Teilen steht der größere Aufwand bei der Herstellung aller die Bemessung des Kraftstoffs beeinflussenden Teile gegenüber, so daß auch von den Kosten her diese Art von Vergasern den Registervergasern nahe kommt.

In der Praxis haben Vergaser mit veränderlichen Lufttrichterquerschnitten und einem Düsensystem sich bisher nur in der Form von Flachstromvergasern mit einem im Prinzip mit senkrechter Achse angeordneten Kolben durchgesetzt. Seit einigen Jahren wird vielerorts daran gearbeitet, die Vorteile des Gleichdruckprinzips auch für Fallstromvergaser mit nur einem Düsensystem nutzbar zu machen. Dabei

wird vielfach eine kostengünstige Lösung darin gesehen, für die Messung des Luftdurchsatzes eine mehr oder minder einseitig im Hauptströmungskanal gelagerte Klappe zu verwenden. Unter anderem sind folgende Anforderungen schwierig zu erfüllen: über den ganzen Betriebsbereich sind eine gleichbleibend gute Zerstäubung des Kraftstoffs und seine innige Vermischung mit der Luft zu erreichen, bei der Lagerung der Luftklappe und ihrer Verbindung mit dem den Kraftstoffdurchsatz dosierenden Organ sind die Reibungskräfte genügend klein zu halten gegenüber den vorhandenen Verstellkräften, trotz der bei Gestängen schwer vermeidbaren Spiele müssen kleine Wiederholstreuungen der Gemischzusammensetzung auch über lange Zeiträume erbracht werden, die Streuungen der Mischungsverhältnisse eines Vergasertyps sind in genügend enge Grenzen zu drücken.

Als erste neue Vergaserkonstruktion wird seit 1976 von der Ford Motor Co. in den USA ein Doppelvergaser in Fallstromanordnung vom Typ 2700 VV serienmäßig hergestellt. Die Lufttrichter besitzen rechteckige Querschnitte, wobei jeweils drei Begrenzungswände durch das Vergasergehäuse gebildet sind und die jeweils vierte Wand durch zwei Schwenkkörper entsteht, die im Bereich der Engstelle eine düsenartige Kontur aufweisen und, eine Baueinheit bildend, um tief im Vergasergehäuse angeordnete Drehpunkte schwenken (Bild 18).

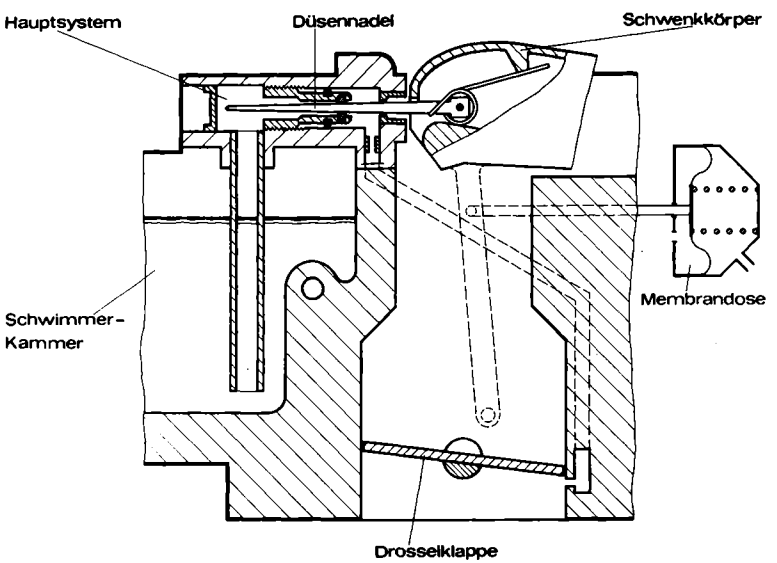


Bild 18. Schematischer Schnitt durch einen Vergaser mit veränderlichem Lufttrichterquerschnitt vom Typ 2700 VV der Ford Motor Co.

Die Stellung der Schwenkkörper und damit die Lufttrichterquerschnitte bestimmt eine Membrandose, in der eine Feder schließend und ein Mischdruck aus Saugrohrdruck und Mischkammerdruck öffnend wirken. Nur für Vollastbetrieb mit niedrigen Luftdurchsätzen werden die Schwenkkörper von der Drosselklappenwelle aus mechanisch aufgedrückt. An den Schwenkkörpern sind Düsennadeln angelenkt, die durch die Lufttrichter hindurch in die in Höhe der Engstellen waagerecht angeordneten Hauptdüsen eintauchen. Die Hauptdüsen bestehen jeweils aus zwei hintereinander geschalteten Düsen, zwischen denen in der Art eines abhängigen Leerlaufsystems jeweils Teilströme abgesaugt werden, die hinter den geschlossenen Drosselklappen ins Saugrohr austreten. Diese Teilströme dienen der Einstellung der Gemischzusammensetzung im Leerlauf und lassen sich entsprechend beeinflussen. Der Vergaser weist eine Kolbenbeschleunigungspumpe auf. Für den Kaltstart ist ein elektromagnetisches Kaltstartventil vorgesehen, durch das Kraftstoff in die Mischkammer austreten kann. Zur Steuerung des Warmlaufs dient in herkömmlicher Weise eine abgasbeheizte Bimetallfeder, wobei die Anreicherung des Gemisches additiv vorgenommen wird durch ein besonderes, Kraftstoff in die Mischkammer lieferndes, gleichfalls nadelgesteuertes Anreicherungssystem. Zusätzlich wird der Unterdruck in der Membrankammer und dadurch die Stellung der Schwenkkörper beeinflußt. Den erhöhten Gemischdurchsatz für den Kaltleerlauf besorgt in herkömmlicher Weise eine Stufenscheibe.

34 Mischformen zwischen Vergasern mit festen und mit veränderlichen Lufttrichterquerschnitten

Seit dem Jahre 1965 baut der US-Hersteller Rochester[5]) den „Quadrajet"-Doppel-Registervergaser [32], der im Aufbau eine Zwischenstellung einnimmt zwischen Vergasern mit festen und solchen mit veränderlichen Lufttrichterquerschnitten (Bild 19).

Die beiden 1. Stufen sind jeweils mit Leerlauf-, Übergangs- und Hauptsystem in der bei Vergasern mit festen Lufttrichterquerschnitten üblichen Weise aufgebaut. Dabei zeichnen die Hauptsysteme sich durch doppelte Vorzerstäuber sowie durch unterdruckbetätigte Teillaststeuerungen aus. Den beiden 1. Stufen ist eine Kolbenbeschleunigungspumpe zugeordnet. Die Drosselklappen der 2. Stufen werden mechanisch geöffnet. Den Luftdurchsatz messen und begrenzen die im Einlauf exzentrisch angeordneten Luftklappen, die mit einer gemeinsamen Welle drehbar gelagert sind. Die Stellung der Klappen ergibt sich aus dem Gleichgewicht zwischen der Kraft einer Schließfeder und den

5) Rochester Products, Div. of General Motors, Rochester N.Y., USA.

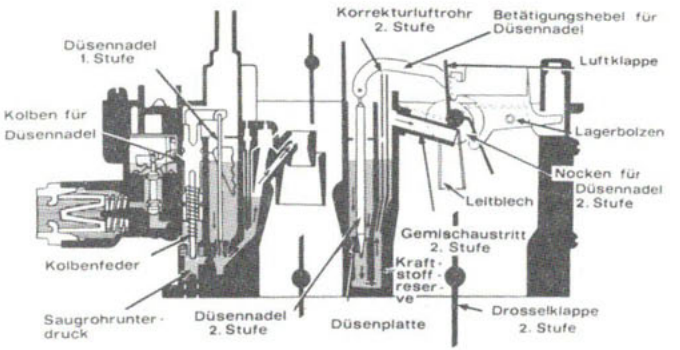


Bild 19. Schematischer Schnitt durch einen Doppel-Registervergaser vom Typ Quadrajet des US-Herstellers Rochester mit nach dem Gleichdruckprinzip arbeitenden 2. Stufen

Druckkräften, die aus dem Durchgriff des Saugrohrunterdrucks und der Umströmung der Klappen resultieren. In den Mischkammern herrscht über den ganzen Durchsatzbereich annähernd konstanter Unterdruck. Die Stellung der Luftklappen wird über eine Kurvenscheibe und einen Hebel auf Düsennadeln übertragen, die in zu Blenden verkürzten Düsen die dem Luftstrom zugegebene Kraftstoffmenge steuern. An den Kraftstoffaustrittsrohren sind Leitbleche befestigt, die bei geringen Durchsätzen die Aufbereitung und die Gemischverteilung verbessern. Die Vordrosselstarteinrichtung arbeitet nur auf die 1. Stufen. Die 2. Stufen bleiben bei eingeschalteter Starteinrichtung mechanisch blockiert, was durch Verhindern einer zu großen Leistungsabgabe des kalten Motors letztlich zu seiner Schonung führt.

In der Gesamtanordnung zeichnen diese Vergaser sich dadurch aus, daß die 1. Stufen mit z. B. 35 mm vergleichsweise geringe und die 2. Stufen mit beispielsweise 57 mm sehr große Mischkammerdurchmesser aufweisen. Durch die kleinen Durchmesser in den 1. Stufen erreicht man schon bei geringen Luftdurchsätzen hohe Strömungsgeschwindigkeiten. Zugleich ist es möglich, die allerdings kleine Schwimmerkammer zwischen den beiden 1. Stufen anzuordnen. Auf diese Weise gelang ein sehr kompakter Aufbau des Vergasers, zu dem auch die durch die Klappen mögliche geringe Bauhöhe der 2. Stufen beiträgt.

Weiterhin kennzeichnend für diese Vergaser ist ihre durch die Gleichdruckstufen erreichte große Anpassungsfähigkeit an Motoren unterschiedlicher Hubräume. Der nach denselben Prinzipien wie der Quadrajet-Vergaser aufgebaute Doppel-Registervergaser 4A1 der DVG wird beispielsweise in gleicher Ausführung nur mit unterschiedlicher Bestückung auf Motoren von 2,5 und rund 7 Liter Hubraum verwendet.

Diese Bauweise eröffnet somit eine wirtschaftliche Lösung für die Vergaserausrüstung einer breiten Palette großer Motoren.

Um eine Neukonstruktion handelt es sich bei dem Vergaser vom Typ Varajet II, der seit dem Sommer 1977 von GMF[6]) serienmäßig hergestellt wird. Dieser Registervergaser entspricht im Aufbau mit festen Querschnitten in der ersten und veränderlichen in der zweiten Stufe weitgehend dem obengenannten Quadrajet-Doppel-Registervergaser. Er stellt insofern eine Neuheit dar, als es einen Registervergaser mit exzentrisch gelagerter Luftklappe in der 2. Stufe bisher nicht gegeben hat.

Ebenfalls den Mischformen zwischen Vergasern mit festen und veränderlichen Lufttrichterquerschnitten kann man die Vergaser zurechnen, die in Abweichung von den im Abschnitt 33 behandelten Gleichdruckvergasern mit nur einem Düsensystem auch ein Leerlaufsystem mit Übergangsbohrungen und eine Beschleunigungspumpe besitzen. Ein Beispiel stellt der Fallstromvergaser vom Typ 36 BDS des japanischen Herstellers Mikuni[7]) dar (Bild 20), der im Berichtszeitraum hergestellt worden ist. Die Vergaser dieses Typs besitzen einen den Hauptströmungskanal von einer Seite her einschnürenden Kolben, der direkt im Gehäuse gelagert ist. Der Kolben wird mit einer an seinem äußeren

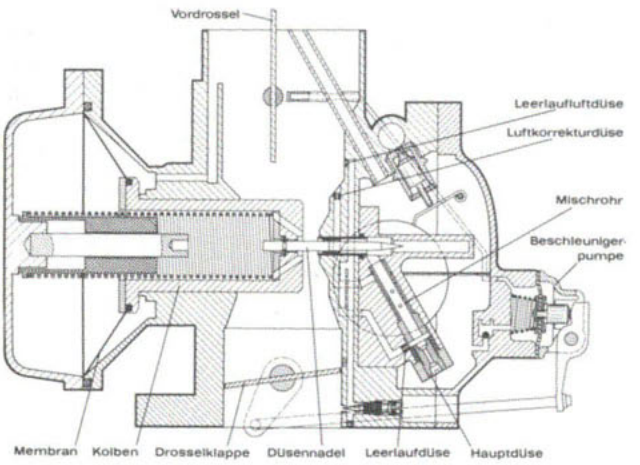


Bild 20. Schematischer Schnitt durch einen Gleichdruckvergaser mit Leerlaufsystem und Beschleunigungspumpe vom Typ 36 BDS des japanischen Herstellers Mikuni

6) General Motors France, Straßburg / Frankreich.
7) Mikuni Kogyo Co. Ltd., Tokio, Japan.

Ende angebrachten mit Unterdruck beaufschlagten Membran und gegen die Kraft einer Feder ungefähr proportional zum Luftdurchsatz geöffnet. Eine am Kolben befestigte Nadel dosiert ein Gemisch aus Luft und Kraftstoff, das in einem mit einem Mischrohr versehenen Hauptsystem erzeugt wird. Diesem Hauptsystem abhängig zugeordnet gibt es ein Leerlaufsystem, das in der Weise aufgebaut ist, wie sie bei Vergasern mit festen Lufttrichterquerschnitten üblich ist. Dieses System versorgt eine Austrittsöffnung an einer Leerlauf-Gemischregulierschraube und außerdem Übergangsbohrungen. Hinzu kommt noch eine Membranbeschleunigungspumpe, die von dem Vergasereinlauf aus in den Spalt zwischen Brücke und Kolben spritzt. Für den Start ist eine Starteinrichtung mit einer Vordrossel vorhanden.

35 Vergaser für besondere Anwendungsfälle

351 Vergaser für Schichtlademotoren

Der HONDA-CVCC-Motor ist mit einem Fallstromvergaser mit festen Lufttrichterquerschnitten des Herstellers Keihin[8]) ausgerüstet. Es handelt sich um eine Kombination eines Einfachvergasers von 12 mm Mischkammerdurchmesser für die Vorkammern mit einem Registervergaser für die Haupträume. Letzterer besitzt Mischkammerdurchmesser von 28 mm in der 1. und von 34 mm in der pneumatisch betätigten 2. Stufe. Die in einem gemeinsamen Gehäuse untergebrachten beiden Vergaser arbeiten unabhängig voneinander und haben auch ihre eigenen Schwimmerkammern (Bild 21).

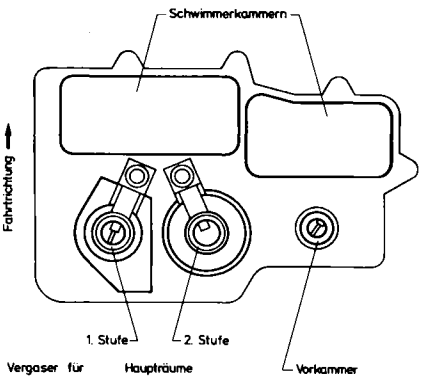


Bild 21. Anordnung der Hauptströmungskanäle und der Schwimmerkammern des von dem japanischen Hersteller Keihin gefertigten Vergasers für den Honda CVCC-Motor

8) Keihin Seiki Mfg. Co. Ltd., Kawasaki, Japan.

Der kleine Vergaser hat bei einem Lufttrichterdurchmesser von nur 7 mm ein Hauptsystem und ein abhängiges Leerlaufsystem, das auch Übergangsbohrungen versorgt. Der 1. Stufe des Hauptraumvergasers sind ein Hauptsystem mit Vorzerstäuber, ein abhängiges Leerlaufsystem, Übergangsbohrungen und eine Membranbeschleunigungspumpe zugeordnet. Die 2. Stufe besitzt neben einem Hauptsystem mit Vorzerstäuber ein unabhängiges Grundleerlauf- und Übergangssystem und eine unabhängige Vollastanreicherung. Für Start und Warmlauf gibt es einen handbetätigten Vordrosselstarter, der nur auf die erste Registerstufe wirkt. Äußerlich fallen an dem Vergaser drei Membrandosen auf, die für die Betätigung der 2. Stufe, zum Öffnen der Drosselklappe im Schiebebetrieb und als Schließdämpfer dienen. Hinzu kommen noch elektromagnetische Schaltventile zur Beaufschlagung der Membrandosen mit Unterdruck.

Der Vergaser für die Vorkammern läßt max. ungefähr 12 kg/h Luft hindurchtreten. Er ist sehr reich abgestimmt, beginnend mit einem Mischungsverhältnis von ungefähr 2 kg Luft/kg Kraftstoff im Leerlaufbereich und ansteigend auf nicht mehr als 7 kg/kg im oberen Durchsatzbereich. Die 1. Stufe des Registervergasers liefert ein Mischungsverhältnis von rund 18 kg/kg, während die 2. Stufe auf Mischungsverhältnisse abgestimmt ist, wie sie bei Ottomotoren üblich sind.

Bei einem in der UdSSR entwickelten Motor mit Vorkammer-Fackelzündung [28] hatte der Vergaser für die Versorgung der Vorkammern ebenfalls einen Mischkammerdurchmesser von 12 mm. Sein Gehäuse war mit dem des Vergasers für die Versorgung der Haupträume zusammengefaßt, beide Vergaser benutzten dieselbe Schwimmerkammer.

352 Vergaser für Wankelmotoren

Bei den Wankelmotoren mit Umfangseinlaß bereitete die Gemischbildung besondere Schwierigkeiten. Durch die sehr schnelle Öffnung der Steuerquerschnitte kommt es bei geringen Lasten zu einem starken Rückpulsieren in den Ansaugtrakt. Außerdem treten sehr große Überschneidungen der Steuerquerschnitte für Auslaß und Einlaß auf. Eine gleichmäßige Gemischbildung und ein runder Lauf der Motoren lassen sich nur dadurch erreichen, daß die Drosselklappen für den größten Teil des Gemisches unmittelbar vor der Einlaßöffnung des Läufergehäuses angeordnet werden.

Für die ersten Wankelmotoren ist eigens ein Flachstrom-Registervergaser mit festen Lufttrichterquerschnitten entwickelt worden (Bild 22). Er unterscheidet sich insofern von bisherigen Konstruktionen, als die beiden Hauptströmungskanäle mit 18 bzw. 32 mm Mischkammerdurchmesser übereinanderliegend angeordnet sind. Die Kanäle setzen sich im Saugrohr getrennt fort und münden in zwei getrennte Einlaßkanäle. Während die Drosselklappe der 1. Stufe im Vergaser

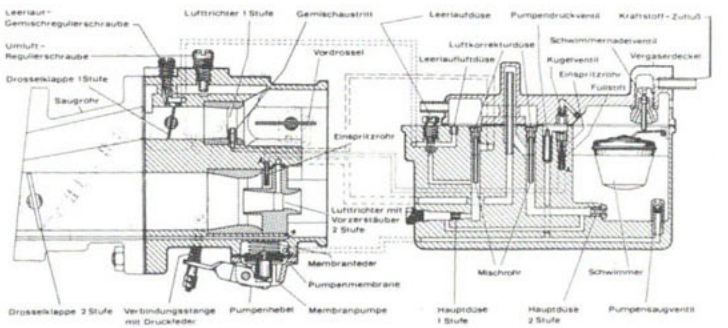


Bild 22. Schematischer Schnitt durch einen Flachstrom-Registervergaser der DVG für Wankelmotoren

angeordnet ist, befindet sich die der 2. Stufe im Saugrohr unmittelbar vor dem Läufergehäuse; ihre Betätigung erfolgt mechanisch.
Der Systemaufbau dieses Vergasers entspricht im allgemeinen dem, was bei Vergasern mit festen Lufttrichterquerschnitten üblich ist, jedoch erhält das Hauptsystem der 1. Stufe den Kraftstoff abhängig von der Hauptdüse der 2. Stufe. Der Kraftstoff für das Leerlaufsystem wird wiederum abhängig aus der Reserve der 1. Stufe entnommen. Für die Einstellung der Leerlaufdrehzahl gibt es einen Umluftkanal. Die tief unten am Gehäuse angebrachte Membranbeschleunigungspumpe fördert in die 2. Stufe. Für den Start ist im Einlauf zur 1. Stufe eine von Hand zu betätigende Vordrossel angeordnet.

Diese Vergaser sind zunächst für Einscheiben-Wankelmotoren hergestellt worden. Für Zweischeiben-Motoren entstand eine Doppelanlage, bei der die Vergaser mit den zusammengegossenen Saugrohren, den Ansaugstutzen und der sehr aufwendigen Hebelei eine Baueinheit bilden. Diese Anlage ist abgelöst worden durch die noch verwendete mit einem Fallstrom-Doppelvergaser. Bei letzterer befinden die Drosselklappen sich nach wie vor im Saugrohr, das jetzt mit Kühlwasser beheizt ist. Für den Leerlauf gibt es gesonderte Einlässe von 8 mm Durchmesser, in die jeweils ein Umluftkanal mündet und in die außerdem der an den Leerlauf-Gemischregulierschrauben austretende Kraftstoff gegeben wird. Diese Vergaser besitzen auch eine Vordrossel-Startautomatik. Ein japanischer Hersteller verwendet für Zweischeiben-Wankelmotoren einen kleinen Doppel-Registervergaser.

36 Ausblick

Die rasche Steigerung der Anforderungen an die Abgaszusammensetzung hat eine wesentlich erhöhte Präzision und eine Komplizierung

der Vergaser mit sich gebracht, die natürlich auch in den Kosten ihren Niederschlag gefunden haben. Bei einer weiteren Steigerung der Ansprüche ist mit einem Anhalten dieser Tendenz zu rechnen. Sollte sich in der Abgasgesetzgebung eine gewisse Beruhigung durchsetzen, so darf man damit rechnen, daß der technische Fortschritt auch wieder zu einer Vereinfachung und Verbilligung führen wird.

Mit der Verschärfung der Abgasgesetzgebung steigt beim Vorhandensein einer Startautomatik schon bei einem Beibehalten der Anforderungen an das Fahrverhalten mit nicht betriebswarmem Motor der Aufwand, der für die Start- und Warmlaufsteuerung des Kraftstoffdurchsatzes zu treiben ist. Dieser Aufwand kann geringer bleiben, wenn das Gemisch durch eine intensive Beheizung möglichst frühzeitig in gleicher Weise wie beim betriebswarmen Motor aufbereitet wird. Man kann dann zugleich den Anteil des Kraftstoffs einsparen, der dem nicht betriebswarmen Motor aus Gründen der schlechteren Aufbereitung zusätzlich zuzuführen ist. Um ein Überheizen des Gemisches zu vermeiden und die Leistung nicht zu beschneiden, muß die Beheizung dann zumindest aber gesteuert werden.

Das von Vergasern gelieferte Gemisch reichert sich bei abnehmendem Luftdruck an, sei diese Abnahme nun wetterbedingt oder durch einen Betrieb in größeren Höhen ausgelöst. Wenn Betriebsstörungen selbst im Gebirge sich auch durch eine geeignete Abstimmung vermeiden lassen, so sind die Emissionen von Kohlenmonoxid und Kohlenwasserstoffen in größeren Höhen doch größer als auf Meereshöhe. Mit wachsendem Umweltbewußtsein tritt in verschiedenen Ländern immer wieder die Forderung auf, diesen Anstieg durch Einbau von Höhenkorrektoren zu vermeiden. Der erste Anwendungsfall ergab sich beginnend mit dem Modelljahr 1977 in den USA, jedoch begrenzt auf die Fahrzeuge, die erstmals in größeren Höhen zugelassen werden. Höhenkorrektoren sind gelegentlich schon verwendet worden. Grundsätzlich bieten sich die Möglichkeiten an, mit größer werdender Höhe den Querschnitt von Kraftstoffdüsen zu verringern, den Querschnitt von Luftkorrekturdüsen zu vergrößern, den Druck in der Schwimmerkammer abzusenken oder einen Teilstrom der Luft am Lufttrichter vorbeizuführen (Bild 23). Als den Luftdruck messendes Steuergerät verwendet man Barometerdosen, die bei den erwünschten geringen Abmessungen allerdings nur kleine Verstellkräfte abzugeben in der Lage sind.

Eine Möglichkeit, in den USA geforderte extrem niedrige Abgasgrenzwerte zu erreichen, stellt die gleichzeitige Nachverbrennung von Kohlenmonoxid, Kohlenwasserstoffen und Stickoxiden in sogenannten Dreiweg-Katalysatoren dar. Für dieses Verfahren ist die Abgaszusammensetzung in sehr engen Grenzen konstant zu halten, die sich nur durch eine Regelung in Abhängigkeit von beispielsweise dem Netto-Sauerstoffgehalt der Abgase einhalten lassen. Es ist möglich, den Regeleingriff den normalen Steuerfunktionen des Vergasers zu

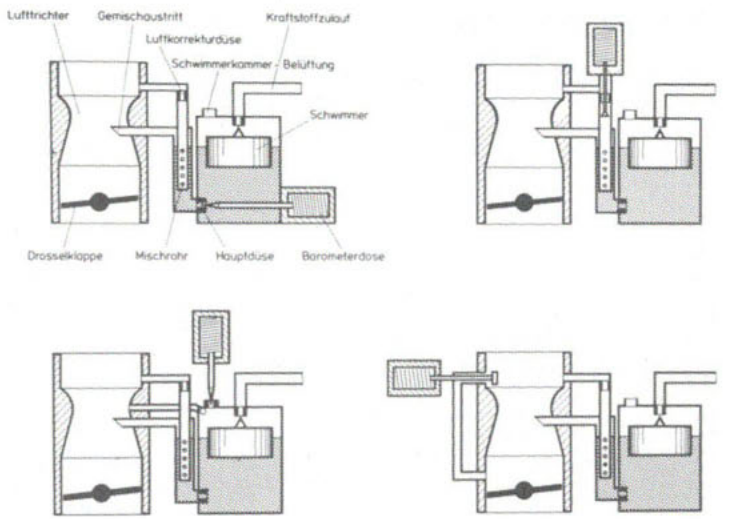


Bild 23. Grundsätzliche Möglichkeiten der Höhenkorrektur

überlagern [31, 14, 5]. Die dabei anzuwendenden Möglichkeiten des Eingriffs sind grundsätzlich dieselben wie für die Höhenkorrektur, und der Änderungsumfang an vorhandenen Vergasern bleibt gering.

Die Rohölverknappung des Winters 1973/74 hat eine lebhafte Suche nach alternativen Kraftstoffen für den Verkehr ausgelöst. In Anbetracht der begrenzten Verfügbarkeit von Flüssiggasen und ihrer Kopplung an den Rohölanfall sind mittelfristig dem Methanol die größten Chancen zuzusprechen, als alternativer Kraftstoff für im Individualverkehr eingesetzte Kraftfahrzeuge mit Ottomotor verwendet zu werden. Bei einer Zumischung von Methanol zu Fahrbenzinen müssen vergaserseitig eine Reihe der verwendeten Werkstoffe an die hohe Aggressivität des Methanols angepaßt werden. Wenn das Fahrverhalten sich nicht verschlechtern soll, müssen außerdem zum Ausgleich der durch die Zumischung des Methanols bewirkten Abmagerung des Gemisches die Abstimmungen korrigiert werden. Für eine ausschließliche Verwendung von Methanol sind Neuentwicklungen nötig, da – von der Aggressivität abgesehen – wegen des im Vergleich zum Benzin nur etwa halb so großen auf das Volumen bezogenen Heizwerts der Durchsatz an Flüssigkeit etwa verdoppelt werden muß. Auch für einen wechselweisen Betrieb mit Benzin und Methanol wären Neuentwicklungen notwendig.

4 Vergaserfließbänke

Die durch die Abgasgesetzgebung ausgelöste Verminderung der Fertigungsstreuungen hat erhebliche Anstrengungen bei der Prüfung der Vergaser notwendig gemacht. In diesem Zusammenhang sind Vergaserfließbänke gesondert zu besprechen.

Fließbänke werden bei der Entwicklung und bei der Fertigung von Vergasern eingesetzt, um das vom Vergaser gelieferte Mischungsverhältnis von Luft und Kraftstoff zu messen und einzustellen. Im Grunde handelt es sich bei der Fließprüfung um eine Vergleichsmessung, bei der unter stationärer Durchströmung des Vergasers den Einsatz auf dem Motor simulierende Betriebspunkte mit großer Genauigkeit eingestellt und beliebig lange beibehalten werden können. Den Motor ersetzt eine Vakuumpumpe, im allgemeinen eine Wasserringpumpe. Die Betriebspunkte sind in der Regel durch Kombinationen von Luftdurchsatz und Saugrohrunterdruck vorgegeben. Gemessen werden außer den gerade genannten Größen der Durchsatz von Vergaserkraftstoff oder einer diesem ähnelnden Prüfflüssigkeit sowie Steuerunterdrücke für Zündverstellung, Abgasrückführung usw.

Für die Genauigkeit, mit der das Mischungsverhältnis festgestellt werden kann, strebt man innerhalb Westeuropas an, unter Vergleichsbedingungen für 95% der Messungen $\pm 1{,}5\%$ des jeweiligen Wertes einzuhalten. Dieser Bereich mag groß erscheinen im Vergleich zu den Vergasertoleranzen. In Anbetracht der großen Durchsatzbereiche der Fließbänke für Luft und Kraftstoff von 1 : 100 bis 1 : 300 stellt er aber schon höchste Anforderungen an die eingesetzten Meßgeräte, so daß man am Rande des technisch Möglichen zu arbeiten gezwungen ist. Daneben ist es erforderlich, den Zustand der Ansaugluft und die Eigenschaften der Prüfflüssigkeit in engen Grenzen konstant zu halten. Zusätzlich erwächst an vielen Orten die Aufgabe, die Prüfflüssigkeit aus der Abluft wieder zu entfernen, beispielsweise durch Absorption an Aktivkohle.

Beim Grundaufbau der Fließbänke muß man unterscheiden danach, ob der Luftdurchsatz vor oder hinter dem Vergaser gemessen wird. Im ersteren Falle ist der Vergaser in einer abgeschlossenen Kammer unterzubringen. Zur Messung des Luftdurchsatzes verwendet man vor dem Vergaser Durchflußmeßgeräte der verschiedensten Arten. Hinter dem Vergaser sind allein überkritisch durchströmte Düsen gebräuchlich, deren Verwendung eine sichere Abscheidung der Prüfflüssigkeit erfordert. Bei Benutzung von Spezialbenzin ist die Verdunstung der Prüfflüssigkeit im Raume zwischen Vergaser und überkritisch durchströmten Düsen zu berücksichtigen, und man ist gezwungen, zumindest den zeitlichen Ablauf der Prüfung mit zu standardisieren.

Auch für die Messung des Kraftstoffdurchsatzes bedient man sich verschiedener Prinzipien. Weit verbreitet sind volumetrisch arbeitende

Verfahren, zu denen auch die sehr einfache Messung von Durchlaufzeiten an Büretten gehört. Die Messung des Kraftstoffdurchsatzes erfolgt stets vor dem Vergaser, wobei man in der Regel den der Schwimmerkammer zuströmenden Kraftstoff mißt. Seine Messung wird allerdings beeinträchtigt durch die Eigenschaften des Schwimmersystems, das, mit Reibung und Trägheit behaftet, nicht immer schnell und stabil die dem jeweiligen Durchsatz entsprechende Lage einnimmt und so Mindestmeßzeiten erzwingt. Auch kann es zum Pendeln des Schwimmersystems kommen, wodurch hochgenaue Messungen unmöglich werden. Wenn unter Umgehung des Schwimmersystems der den Vergaserdüsen zuströmende Kraftstoff gemessen werden soll, müssen die Düsen für die Messung leicht zugänglich sein. Ferner sind sehr sorgfältige Korrelationsversuche notwendig, mit denen der Einfluß der Verbindungsleitungen zwischen Vergaser und Meßgerät erfaßt und konstant gehalten wird. Für universell einsetzbare Fließbänke bevorzugt man deshalb die Messung unter Einbeziehung des Schwimmersystems.

Die bei der Fertigungskontrolle zu prüfenden Werte werden nach der Entwicklung eines Vergasertyps von einer Gruppe von Vergasern abgenommen, die am Motor zufriedenstellende Eigenschaften gezeigt haben. Hieran anknüpfend hat man in den Anfangszeiten der Fließprüfung versucht, Luft- und Kraftstoffdurchsätze der Fließbänke mit sog. Meistervergasern zu eichen. Es hat sich dann gezeigt, daß die Eigenschaften dieser Vergaser vermutlich infolge von Verschmutzungen und Korrosionserscheinungen nicht mit der notwendigen Genauigkeit und Zuverlässigkeit konstant blieben, so daß man zur getrennten Eichung der Luft- und Kraftstoffdurchsätze in absoluten Maßstäben übergegangen ist, z. B. [16]. Als Vergleichsnormale für den Luftdurchsatz benutzt man überkritisch zu durchströmende Düsen, vgl. z. B. den SAE-Standard J 1082.

Als Prüfflüssigkeit setzt man im allgemeinen Spezialbenzin oder petroleumähnliche Flüssigkeiten ein. Durch die historische Entwicklung bedingt, bestehen bei der Dichte und der Zähigkeit der in den verschiedenen Ländern benutzten Flüssigkeiten erhebliche Unterschiede. An einer Stelle wird für die Prüfung von Vergasern mit veränderlichen Lufttrichterquerschnitten auch auf der Kraftstoffseite mit Luft gearbeitet [22].

Die Temperatur der Ansaugluft ist mit leistungsfähigen Klimaanlagen in Deutschland auf 20°, in anderen Ländern auf 22–23° konstant zu halten. Damit bei der mit der Verdunstung der Prüfflüssigkeit verbundenen Abkühlung die in der Luft enthaltene Feuchtigkeit nicht im Vergaser ausfällt, was die Meßwerte instabil machen würde, ist die relative Luftfeuchtigkeit zu begrenzen. Die Klimatisierung der Ansaugluft für Fließbänke stellt heute eine Mindestforderung dar. Es gibt auch Fließbänke, bei denen der Druck in der Meßkammer

konstant gehalten wird, was einen erheblichen Aufwand erfordert. Für die Fertigungsabschlußprüfung sind druckkonstante Räume gebaut worden, in denen Fließbänke in größerer Zahl aufgestellt sind. Die größte bekanntgewordene Einrichtung dieser Art besitzt der US-Hersteller Rochester. Dort arbeiten in einem klima- und druckkonstanten Raum mehr als 100 Fließbänke. Sofern Vergaser gleicher Typen in großer Zahl zu prüfen sind, lohnt es sich, die Fließprüfung zu automatisieren. Hiermit hat man in den USA schon in den 60er Jahren begonnen und Fließbänke mit einer automatisch arbeitenden Steuerung gebaut, so daß die Prüfung selbsttätig ablaufen kann. Die in der vorstehend genannten Großserienprüfanlage aufgestellten Fließbänke arbeiten in dieser Weise. Darüber hinaus sind dort zur Überwachung der Prüfungen und zur Datenerfassung Prozeßrechner eingesetzt. In jüngster Zeit hat man für die Ablaufsteuerung auch Kleinrechner vorgesehen, die in die Fließbänke einbezogen sind [1].

Literatur

[1] Anonym, Computer Hierarchy Helps Test Carburetors, Quality Progress, September 1974, S. 14–16.
[2] Anonym, I. C. I. Foam Membrane Carburettor, Automobile Engineer, Januar 1972, S. 16–17.
[3] Anonym, Southern Cal Section to Hear Lecture on New Fuel Control System, SAE Automotive Engineering, April 1975, S. 58.
[4] Anonym, SU Developments in Fuel Economy and Exhaust Pollution Control, IMechE Journal of Automotive Engineering, Februar 1974, S. 37–39.
[5] Anonym, An Update on Three-Way Catalysis, SAE Automotive Engineering, August 1977, S. 50–56.
[6] Austin, Th. C., Hellman, K. H., Fuel Economy of the 1975 Models, SAE-paper 740970, Warrendale, Pa. 1974.
[7] Binder, Alan M., Throttle is only Moving Part, SAE-Journal, August 1967, S. 36–38.
[8] Bolt, Jay A., Boerma, M., The Influence of Inlet Air Conditions on Carburetor Metering, SAE-paper 660 119, New York 1966.
[9] Bolt, J. A., Derezinski, S. J., Harrington, D. L., The Influence of Fuel Properties on Metering in Carburetors, SAE-paper 710 207, New York 1971.
[10] Chiba, Ch., Charakteristiken der Zerstäubung durch Vergaser, Nainen Kikan 12, August 1973, S. 11–19 (in japanischer Sprache).
[11] Eberan-Eberhorst, R., Moser, F., Einfluß der Seehöhe auf die CO-Emission des Viertakt-Ottomotors, MTZ 36 (1975), S. 147–151.
[12] Elsayed-Ahmed, M., Verdunstung, Tropfen- und Filmbildung in Vergaseranlagen, Diss. T. U. Braunschweig 1972.
[13] Löhner, K., Elsayed-Ahmed, M., Verdunstung, Tropfen- und Filmbildung in Vergaseranlagen, MTZ 35 (1974), S. 186–192.

[14] Gantzert, T. R., Hicks, D. L., Jefferis, M. A., A Feedback Controlled Carburetion System Using Air Bleeds, SAE-paper 770352, Warrendale, Pa. 1977.
[15] Harrington, D. L., Bolt, J. A., Analysis and Digital Simulation of Carburetor Metering, SAE-paper 700 082, New York 1970.
[16] Harris, R. S., Fraccarolli, A. L., The Chrysler Method of Carburetor Idle Flow Correlation, SAE-paper 710 169, New York 1971.
[17] Hosho, Y., Oyama, Y., Die Übergangserscheinungen des Vergaserkraftstoffsystems, Nainen Kikan 10, Oktober 1971, S. 11–20 (in japanischer Sprache).
[18] Hosho, Y. u. a., Die Strömungsformen in der Hauptdüse des Vergasers und die Zerstäubung des Kraftstoffs, Hitachi Hyoron 47, Heft 8 (1965), S. 35–45 (in japanischer Sprache).
[19] Illgen, H., Vergaser-Handbuch, 5. Aufl. Berlin 1975.
[20] Lawrence, G. L., Mixture pre-treatment for clean exhaust; a Duplex carburation system, Proceedings Automobile Division, Institution of Mechanical Engineers 182 (1967–68), S. 151–169.
[21] Lawrence, G. L., Second Generation Carburettors for Emissions Control: First Stage, in: Air Pollution Control in Transport Engines, Institution of Mechanical Engineers, S. 137–146, London 1972.
[22] Lawrence, G. L., Exhaust Emission Control, a Practical Response to Legislative Demands, Conference on Passenger Car Engines, Institution of Mechanical Engineers, London 1973.
[23] Lenz, H. P., Zur Entwicklung von Höhenkorrektoren für Vergaser von Ottomotoren, Fortschritt-Berichte VDI-Zeitschrift, Reihe 3, Nr. 26, Düsseldorf 1968.
[24] Lenz, H. P., Dutta, R., Durchfluß an Nadeldüsen, Fortschritt-Berichte VDI-Zeitschrift, Reihe 6, Nr. 31, Düsseldorf 1971.
[25] Linzer, V., Die Brenngemischbildung in Vergasern, MTZ 27 (1966), S. 11–17.
[26] Löhner, K., Müller, H., Gemischbildung und Verbrennung im Ottomotor, Wien-New York 1967.
[27] Müller, H., Rohde, S., Klink, G., Gemischbildung, Verbrennung und Abgas im Ottomotor, Fachbibliographie mit Referaten bis 1965, Braunschweig 1972.
[28] Murajev, V. D., Aleksev, N. A., Vergleichende Untersuchung an Motoren SIL mit Funken- und Fackelzündung, Automobilnaja promyslennost, Heft 11 (1961), S. 4–7.
[29] Pierburg, A., Vergaser für Kraftfahrzeugmotoren, 4. Auflage Düsseldorf 1970.
[30] Shinoda, K., Koide, H., Yii, A., Analysis and Experiments on Carburetor Metering at the Transition Region to the Main System, SAE-paper 710206, New York 1971.
[31] Spilski, R. A., Creps, W. D., Closed Loop Carburetor Emission Control System, SAE-paper 750371 (in Sp 393) Warrendale, Pa. 1975.
[32] Stoltman, D., The Design Evolution of the Quadrajet Carburetor, SAE-paper 660 127, New York 1966.
[33] Watanabe, Akira, Der Einfluß der pulsierenden Strömung auf den Vergaser, Nainen Kikan 4, August 1965, S. 11–22 (in japanischer Sprache).

1.62 Mechanisch gesteuerte Einspritzpumpen

(Diskontinuierlich fördernde Einspritzpumpen)

Max Straubel

1 Entwicklungstendenz bei Einspritzmotoren
2 Reiheneinspritzpumpen
21 Konventionelle Reiheneinspritzpumpen mit Schrägkantensteuerung
211 Elementverband
212 Hochdruckventil
213 Regler mit Aufschaltgruppen
22 Schiebergesteuerte Reiheneinspritzpumpe
3 Pumpedüse
4 Verteilereinspritzpumpen
5 Einspritzdüsen
6 Spritzversteller

1 Entwicklungstendenz bei Einspritzmotoren

Diskontinuierlich fördernde Hochdruck-Einspritzpumpen werden heute nur noch an Dieselmotoren verwendet. Die weiteren Ausführungen beziehen sich daher ausschließlich auf Dieselmotoren.

Seit Ende des Zweiten Weltkrieges haben die Dieselmotoren eine stürmische Entwicklung genommen.

Damals herrschten Saugmotoren vor. Der Mitteldruck der größeren Motoren – LKW-Motoren und größer – lag im Bereich zwischen 5 und 7 bar. Heute wird bei aufgeladenen Motoren serienmäßig ein Mitteldruck im Bereich um 14 bar angewendet. Das Entwicklungsziel für die nächsten Jahre liegt bei 20–24 bar. Bei dieser Entwicklung wurde die Drehzahl nur geringfügig gesteigert. In den letzten Jahren ist aus Geräuschgründen sogar ein leichtes Absinken der Nenndrehzahlen erkennbar. Die Leistungssteigerung wurde also im wesentlichen über eine Mitteldruckerhöhung erreicht.

Bei PKW-Motoren wurde die Leistungssteigerung mehr über eine Drehzahlerhöhung erreicht. In Verbindung mit den kleineren Hubräumen konnte so das Leistungsgewicht beträchtlich gesenkt werden. Die Drehzahlen stiegen von etwa 3500 U/min auf bis zu 5000 U/min.

Die Entwicklung mußte ferner ausgerichtet werden nach den strengen Abgasgesetzen verschiedener Länder und seit der „Ölkrise" nach äußerster Sparsamkeit im Brennstoffverbrauch.

Durch die genannte Motorenentwicklung stiegen die Anforderungen an die Einspritzausrüstungen einerseits und andererseits machten erst neue leistungsfähigere Einspritzanlagen die stürmische Motorentwicklung möglich.

Die höheren Anforderungen an die Einspritzausrüstungen drücken sich aus in:

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

- Einem größeren Einspritzmengenverhältnis zwischen Leerlauf und Vollast,
- Einem größeren Drehzahlverhältnis zwischen Leerlauf und Höchstdrehzahl,
- Erhöhter Dosiergenauigkeit sowohl absolut als auch relativ von Hub zu Hub und von Zylinder zu Zylinder,
- Höherem hydraulischem Spitzendruck im Einspritzsystem,
- Kürzeren Spritzzeiten,
- Forderung nach besserer Formbarkeit des Vollastmengenverlaufs über der Drehzahl (Drehmomentkurve),
- Forderung nach besserer Beeinflußbarkeit des Einspritzgesetzes.

Diese Forderungen finden ihren Niederschlag in den in den folgenden Abschnitten dargestellten Konstruktionen.

2 Reiheneinspritzpumpen

Der Anwendungsbereich von Reiheneinspritzpumpen in Abgrenzung zu Verteilereinspritzpumpen ist durch konstruktive Eigenarten gegeben.

Bei Reiheneinspritzpumpen werden die einzelnen Funktionen durch Bauteile dargestellt, die nur für diese Funktion benötigt werden. Eine komplexe Verkettung mehrerer Funktionen in einer Baugruppe tritt selten auf. Die Konstruktion ist also von der Teilezahl her aufwendiger und daher etwas kostenintensiver im Vergleich zu Verteilereinspritzpumpen. Auf der anderen Seite ermöglicht die saubere Funktionstrennung bei Reihenpumpen eine flexiblere Anpassung, da Änderungen an einer Funktion weitgehend ohne Beeinflussung der anderen Funktionen durchgeführt werden können.

Die Zahl der Wiederholteile bei Reihenpumpen, z. B. Elementzylinder mit Kolben, Rollenstößel und Rückholfedern, sind bei Reihenpumpen größer als bei Verteilerpumpen und ermöglichen daher schon bei kleineren Serien die Fertigung dieser Teile in wirtschaftlichen Losgrößen.

Die Reihenpumpe findet ihre Anwendung daher besonders bei kleinen und mittleren Serien sowie an Höchstleistungsmotoren, weil in diesen Fällen die flexible Anpassung und die hohe hydraulische Leistungsfähigkeit notwendig sind.

Verteilerpumpen gelten als besonders wirtschaftliche Lösung für sehr große einheitliche Serien nicht zu großer Dieselmotoren.

21 Konventionelle Reiheneinspritzpumpen mit Schrägkantensteuerung

Im Regelfall sind Reiheneinspritzpumpen an den Schmierölkreislauf des Motors angeschlossen. Die Öldosierung erfolgt meist über einen von einem Rollenstößel der Pumpe gesteuerten Querschnitt.

Bevorzugt wird der direkte Anbau an den Räderkasten des Motors. Das Antriebszahnrad des Motors trägt den Spritzversteller und ist direkt auf der Nockenwelle der Pumpe gelagert. Die Flanschbefestigung mit zweiter Unterstützung am Ende der Pumpe gewinnt daher gegenüber der konventionellen Bettbefestigung und Antrieb über einen Anbauspritzversteller und eine Kupplung zunehmend an Bedeutung.

Das Gehäusematerial ist meist Aluminium, neuerdings bevorzugt Druckguß. Grauguß wird bei Reihenpumpen nur noch vereinzelt angewendet.

Bei großen Einzel-Einsteckpumpen (Elementdurchmesser > 20 mm) verwendet man Grauguß- und geschmiedete Gehäuse. Im übrigen sind große Einsteckpumpen für Schiffsmotoren konstruktiv nahe verwandt mit Reihenpumpen und werden daher nicht gesondert behandelt. (Anmerkung: die unter Punkt 211 geschilderten Flanschelemente finden bei Einsteckpumpen kaum Anwendung. Die Dichtkräfte werden meist über das Gehäuse geleitet.)

Die Nockenwellen von Reihenpumpen werden im allgemeinen aus Einsatz-gehärtetem Stahl hergestellt. Einige Hersteller verwenden auch induktiv gehärtete Nockenwellen, deren Material den für den Härtungsprozeß notwendigen Kohlenstoff bereits enthält.

Die auf den Nockenwellen laufenden Rollen der Rollenstößel sind meist aus Kugellagerstahl hergestellt und weisen häufig eine geringe Balligkeit auf.

211 Elementverband

Das Kernstück einer Reiheneinspritzpumpe ist das sog. Pumpenelement: der Elementzylinder mit dem Plunger. Im Element wird der hydraulische Druck aufgebaut, der die Hochdruckförderung ermöglicht.

Grundsätzlich müssen in Reiheneinspritzpumpen zwei Arten von Kräften konstruktiv beherrscht werden:

- die Abdichtkräfte am Element,
- die hydraulischen Kräfte aus der Förderung des Kolbens

Beide Kräfte liegen im Bereich von 1000 kp und höher.

Aus Fertigungsgründen können Elementzylinder, Ventilkörper und Druckrohranschluß nicht einteilig ausgeführt werden. Die genannten

Teile müssen daher Hochdruck-dicht miteinander verbunden werden. Dies geschieht in der Praxis durch starkes Aufeinanderpressen der drei Bauteile. Dabei grenzen die Trennflächen ohne Dichtung mit geläppter Oberfläche oder mit höherer Oberflächenrauhigkeit unter Zwischenschaltung einer Weichdichtung aneinander. Zum Ausgleich unvermeidlicher, kleiner Winkelfehler ist meist eine Kombination zwischen geläppten Flächen und Weichdichtungsverbindungen erforderlich, wobei die Weichdichtungen ausgleichend wirken.

Neben den grundsätzlichen Auslegungsdaten, die durch die geometrische Größe der Bauteile bestimmt wird, müssen an allen Reiheneinspritzpumpen der Vorhub und die Gleichförderung der einzelnen Elemente individuell eingestellt werden.

Zur Vorhubeinstellung muß die Kette Nockenwelle-Stößel-Elementkolben relativ zur Kette Elementzylinder-Pumpengehäuse verschoben werden. Dabei müssen sämtliche Elemente einer Pumpe mit kleinen Toleranzen auf den gleichen Einstellwert gebracht werden.

Ferner müssen alle Elemente einer Einspritzpumpe bei allen Regelstangenstellungen die gleiche Einspritzmenge fördern. Da die Mengeneinstellung über Schrägkanten an den Kolben vorgenommen wird, müssen die einzelnen Kolben einer Pumpe individuell der gemeinsamen Regelstange und der jeweiligen Elementstellung zugeordnet werden.

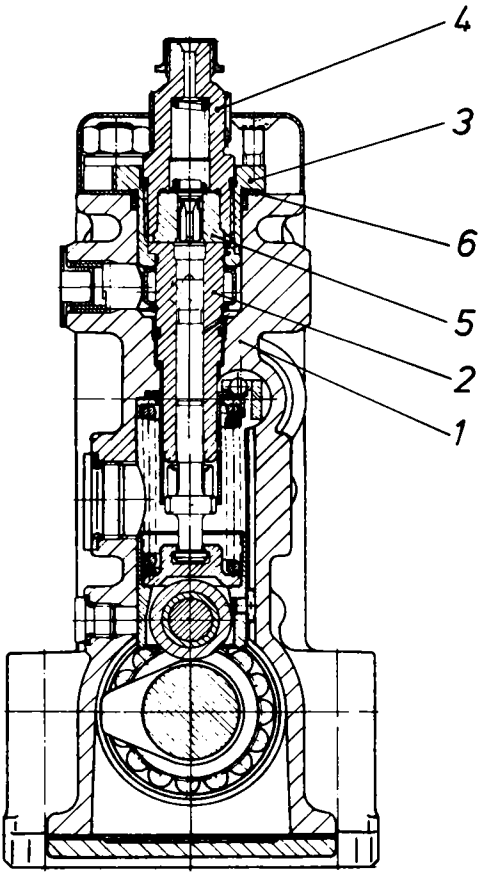
Im ATH, Bd. 1, Kapitel 2.33 wird eine Bosch-Reiheneinspritzpumpe beschrieben. Der Aufbau dieser Pumpe sowie der einer Reihe von Pumpentypen anderer Hersteller, des gleichen älteren Konstruktionsdatums zeigen grundsätzlich ähnlichen Aufbau. Die erwähnten Abdichtkräfte und Kräfte aus der Förderung des Kolbens müssen durch das seitlich offene und daher nicht sehr steife Gehäuse geleitet werden. Der maximal zulässige hydraulische Spitzendruck in der Pumpe ist daher bei dieser Konstruktion je nach Auslegung auf maximal 600 bis 700 bar begrenzt.

Zur Einstellung des Vorhubs und der Gleichförderung muß der seitliche Deckel entfernt werden. Eine Einstellung bei laufender Pumpe ist nicht möglich.

Am Beispiel von drei Reihenpumpen, Bauart Bosch, mit verschiedenem Konstruktionsalter sollen neuere Funktionsforderungen und technische Lösungen erläutert werden.

Bild 1 zeigt die Bosch-Reihenpumpe Größe P. Sie bedeutet gegenüber der im ATH, Bd. 1, Kapitel 2.33 beschriebenen Reiheneinspritzpumpe einen konsequenten Schritt in Richtung auf höhere Belastbarkeit und leichtere Einstellbarkeit. Es wird ein in sich verschraubtes Element in ein allseitig geschlossenes Gehäuse (1) eingesetzt.

Der Elementzylinder (2) zeigt oben einen Kragen, auf dem sich von unten übergeschoben die Flanschbuchse (3) abstützt. Von oben wird durch den in die Flanschbuchse eingeschraubten Rohranschluß (4) der



(1) Gehäuse
(2) Elementzylinder
(3) Flanschbuchse
(4) Rohranschluß
(5) Druckventilkörper
(6) Vorhub-Einstellscheiben

Bild 1. Querschnitt einer Reihenpumpe, Bauart Bosch, Größe P

Druckventilkörper (5) auf den Elementzylinder aufgepreßt und abgedichtet. Die sehr hohen Dichtkräfte werden also innerhalb des Elementes abgefangen und brauchen nicht über das Gehäuse geleitet zu werden.

Zur Verbesserung der Steifigkeit wurde darüberhinaus das Gehäuse allseitig geschlossen. Dies war möglich, weil im Zusammenhang mit der Flanschbuchsen-Bauweise des Elementes andere Einstellmethoden möglich sind.

Die Vorhubeinstellung erfolgt durch Zwischenlegen kalibrierter Scheiben (6) zwischen Pumpengehäuse und Flanschfläche des Elementes.

Zur Einstellung der Gleichförderung wird das gesamte Element im Pumpenkörper verdreht. Das bisher übliche Klemmritzel konnte entfallen, eine nicht einstellbare, präzise und unempfindliche Lenkerregulierung wurde angewendet.

Bild 2 zeigt eine Reihenpumpe mit Flanschelement (Bauart Bosch, Größe MW). Gegenüber Bild 1 blieb die grundsätzliche Bauart erhalten, Elementzylinder und Flansch sind jedoch unlösbar miteinander verbunden (Hartlötung). Die Abdichtkräfte am Entlastungsventil, eingeleitet vom Rohranschluß, brauchen nicht mehr über eine Fügestelle geleitet werden. Die Gestaltfestigkeit dieser Elementkonstruktion liegt höher.

Bild 3 zeigt am Beispiel einer Reihenpumpe Bauart Bosch, Größe P . . . S 4000 den nächsten Entwicklungsschritt. Elementzylinder und

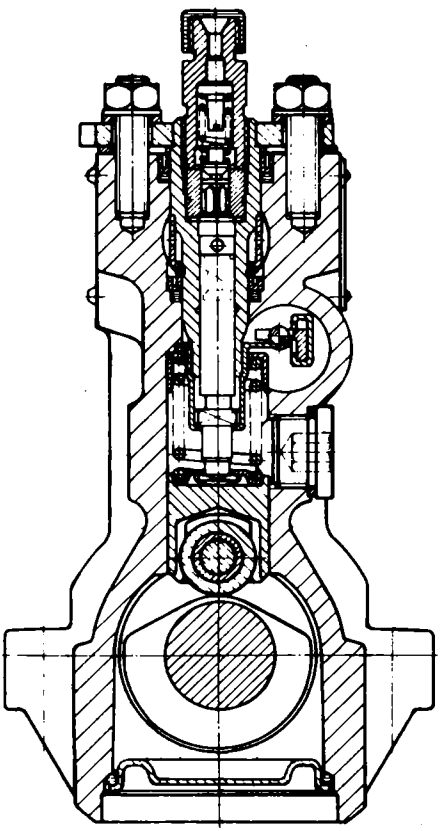


Bild 2. Querschnitt einer Reihenpumpe, Bauart Bosch, Größe MW

Flansch sind aus einem Stück geschmiedet. Die bisherige Lötstelle entfällt. Verglichen mit Bild 2 sind Flansch und Gewinde räumlich etwas auseinandergerückt (Vermeidung von Spannungskonzentration aus Biegewechselspannung im Flansch und Gewinde-Kerbspannung).

Ähnliche Überlegungen liegen dem Elementverband aus einer Reihenpumpe der Firma SIGMA, Frankreich, Bild 4, zugrunde. Die Auflagekraft des Entlastungsventilkörpers wurde durch die gewählte „eingehängte" Bauweise von der Zylinderlaufbahn räumlich getrennt, mit dem Ergebnis einer besonders guten Formgenauigkeit der Zylinderlaufbahn.

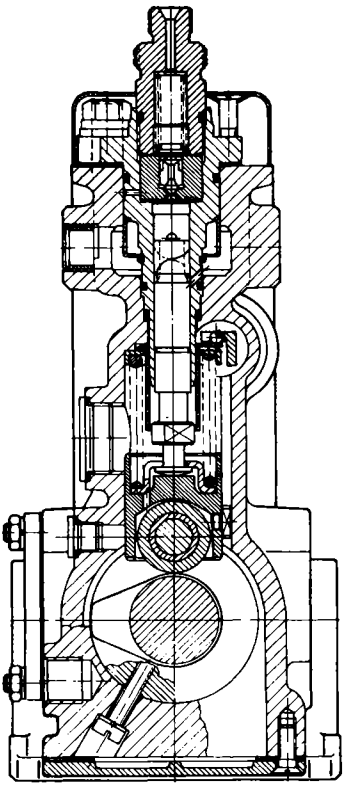


Bild 3.
Querschnitt einer Reihenpumpe,
Bauart Bosch, Größe P. . .S 4000

Bild 5 zeigt als weiteres Beispiel den Elementverband einer modernen Reihenpumpe der Firma Friedmann & Maier, Österreich.

Mit kleinen Variationen unabhängig von den geschilderten verschiedenen konstruktiven Ausführungen beträgt das Kopfspiel des Plungers in der Elementzylinderbuchse zwischen 3 und 5 µm, je nach Größe des Element-Durchmessers.

Bei normalen Reihenpumpen wird meist für die Elementherstellung hochlegierter, durchhärtender Stahl, wie z. B. 100 Cr 6 verwendet. Bei großen Steckpumpen findet man meist Einsatzstahl, z. B. der Qualität 16 MnCr 5.

Mit den gezeigten Konstruktionen kann serienmäßig ein hydraulischer Spitzendruck von etwa 800 bar erzielt werden. Hochleistungskonstruktionen, wie z. B. die Bosch-Reihenpumpe, Größe P . . . S 4000 können 1000 bar erreichen. In seltenen Fällen, vor allem bei Großmotoren, wird ein Einspritzdruck bis zu 1250 bar angewendet.

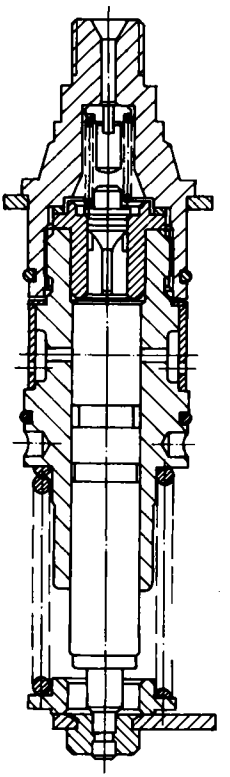


Bild 4. Querschnitt durch ein Element einer Reihenpumpe, Bauart Sigma, Frankreich

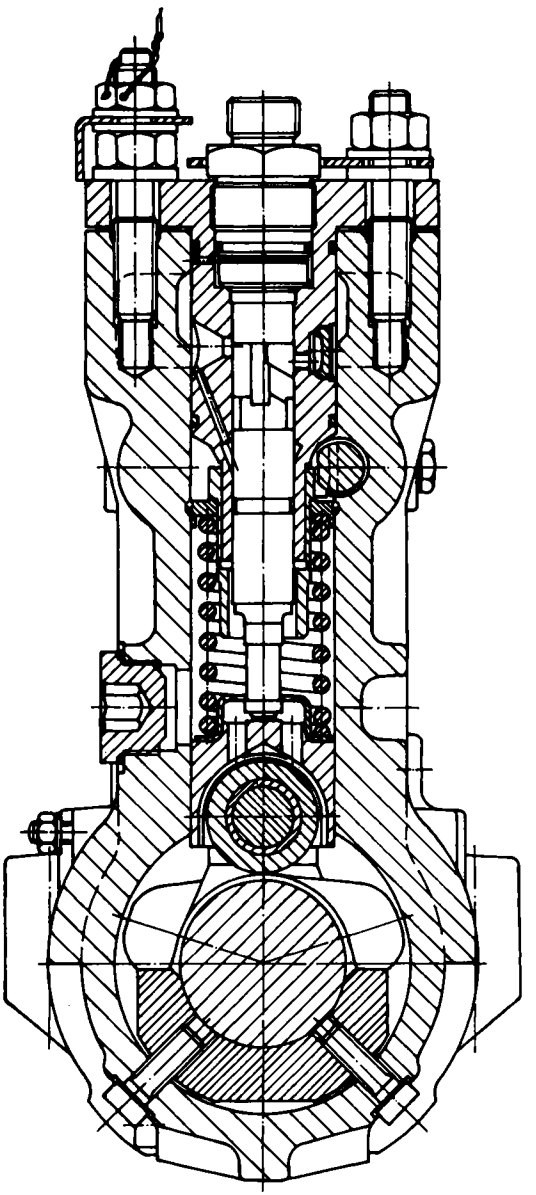


Bild 5. Querschnitt durch eine Reihenpumpe, Bauart Friedmann & Maier, Österreich

212 Hochdruckventil

Am oberen Ende des Elementzylinders befindet sich ein Rückschlagventil mit Rücksaugkolben (Entlastungsventil). Seine Funktion ist im ATH, Bd. 1, S. 501f. beschrieben. In der Funktion als Rückschlagventil ermöglicht es den Saug-Takt der schiebergesteuerten Pumpe. Die Größe des Entlastungskolbens bestimmt den Standdruck in der Einspritzleitung. Er wird so festgelegt, daß möglichst sowohl Nachspritzer als auch Überentlastung mit Kavitationsgefahr und hydraulische Instabilität vermieden wird.

Zur Vermeidung von Ventilbrüchen an hochbelasteten Pumpen wird ein Entlastungsventil mit unten liegendem Sitz nach Bild 6 verwendet. Die Wirkung dieses Ventils entspricht einem normalen Gleichraum-Entlastungsventil. Der unten am Führungsteil angebrachte Dicht-Sitzkegel schützt den Ventilkörper vor übermäßiger Zugspannung beim schnellen Schließen.

Bei der eingangs erwähnten Leistungssteigerung und der daraus resultierenden Notwendigkeit, die Dynamik der Einspritzvorgänge mehr und mehr zu beeinflussen, genügt das normale Gleichraum-Entlastungsventil nicht mehr. Bei großen Last- und Drehzahlverhältnissen verändert sich der Standdruck in unerwüschter Weise, so daß Nachspritzer, Kavitation, Hohlräume und eine ungünstige Mengencharakteristik der Einspritzanlage auftreten können. Zur Abhilfe gibt es stufenweise weiterentwickelte Ventile.

Bild 7 zeigt ein Flächenventil. Der Entlastungskolben ist seitlich angeschliffen. Die Fläche stellt eine definierte Undichtkeit des Entlastungskolbens dar. Bei kleiner Drehzahl und Einspritzmenge wirkt die Entlastung dieses Ventils kaum, da sich der Kraftstoffdruck diesseits und jenseits des Entlastungskolbens über die Fläche ausgleichen kann. Mit zunehmender Drehzahl und Last sinkt dieser Anteil gegenüber der geometrischen Entlastung. Bei hoher Drehzahl wirkt das Flächenventil nahezu wie ein normales Entlastungsventil.

Bild 8 zeigt ein sogenanntes Lochventil. Der zylindrische Ventilkörper ist von unten axial mit einem Sackloch versehen, das im rechten Winkel durch zwei Stichbohrungen angeschnitten ist. Die kleine Bohrung über dem Entlastungskolben hat die gleiche Wirkung wie die Fläche des Flächenventils von Bild 6. Die Förderung erfolgt durch die große Bohrung. Hiermit kann der Förderstrom gezielt angedrosselt und damit in gewissen Grenzen die Mengencharakteristik der Einspritzanlage beeinflußt werden.

Bild 9 zeigt eine sogenannte Rückströmdrossel, die zusammen mit einem normalen Gleichraum-Entlastungsventil verwendet wird. Im Druckrohranschluß befindet sich ein zweites Rückschlagventil, dessen Ventilkörper eine kalibrierte Bohrung aufweist. In Förderrichtung hat die Rückströmdrossel keine Wirkung. Bei Förderende bricht im Ele-

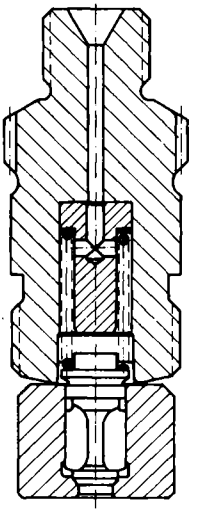


Bild 6.
Schnittzeichnung eines
Gleichraumentlastungsventils
mit unten liegendem Sitz .

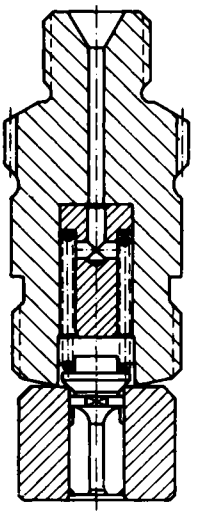


Bild 7. Schnittzeichnung
eines Flächenventils

mentraum der Druck sehr rasch zusammen. Das Entlastungsventil beginnt mit seiner Schließbewegung und dem Rücksaugen von Kraftstoff aus der Einspritzleitung. Hierdurch schließt sich das zweite Ventilblättchen mit der Bohrung ebenfalls. Die weitere Schließbewegung des Entlastungsventils wird hierdurch gedämpft. Verursacht

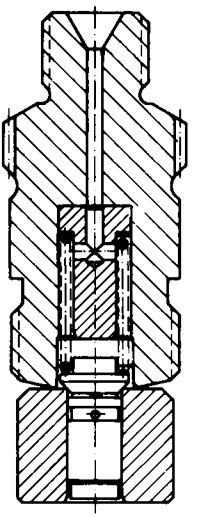


Bild 8. Schnittzeichnung eines Lochventils

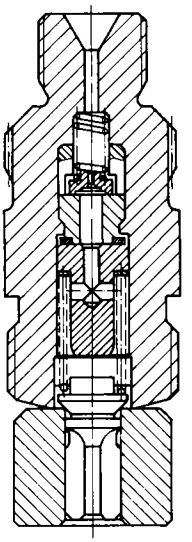


Bild 9. Schnittzeichnung einer Rückströmdrossel

durch Reflexionen laufen in der Einspritzleitung aber weiterhin hohe Druckwellen hin und her. Wenn diese beim Rücklauf auf das durchbohrte Ventilblättchen der Rückströmdrossel treffen, werden sie aufgrund der Reflexionsgesetze nur noch schwach reflektiert, da die

Drossel weder ein offenes noch ein geschlossenes Ende der Leitung darstellt. Die in der Leitung angefachte Schwingung wird stark gedämpft. Nachspritzer werden vermieden. Die Mengencharakteristik wird von der Rückströmdrossel kaum beeinflußt.

In Sonderfällen, bei besonders hochbelasteten Einspritzanlagen mit großem Last- und Drehzahlverhältnis werden sogenannte Gleichdruckventile nach Bild 10 verwendet. Das obere der beiden in einem Ventilkörper vereinigten Kugelventile öffnet in Förderrichtung (Rückschlagventil). Das kleinere, darunter angeordnete Kugelventil kann entgegen der Förderrichtung öffnen. Nach Ende der Förderung herrscht zunächst in der Einspritzleitung ein hohes mittleres Druckniveau. Dieses kann sich nunmehr über das untere federbelastete Kugelventil und die vorgeschaltete Drossel mit dem auf Saugraumdruck befindlichen Elementraum ausgleichen. Durch den Öffnungsdruck des unteren Ventils kann ein beliebiger, konstanter Standdruck in der Einspritzleitung eingestellt werden (meist zwischen 20 und 80 bar).

Die Mengencharakteristik einer Einspritzanlage mit Gleichdruck-Entlastungsventil wird durch Änderung verschiedener Betriebsparameter (Durchflußquerschnitt der Düse, Kraftstofftemperatur usw.) deutlich beeinflußt. Die Fördermengenstreuungen sind also prinzipbedingt etwas größer als bei Verwendung von Gleichraum-Entlastungsventilen.

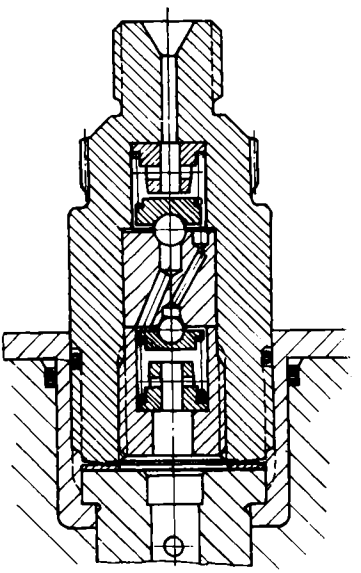


Bild 10.
Schnittzeichnung
eines Gleichdruckventils

213 Regler mit Aufschaltgruppen

Im ATH, Bd. 1, S. 513, Kapitel 2.33 sind die Kennfelder von Leerlauf-Endreglern und von Verstellreglern sowie die grundsätzliche Funktion einer Angleichung beschrieben. Hohe Leistung, Abgasturbo-Aufladung und Abgasgesetzgebung stellen neue, zusätzliche Forderungen an den Dieselregler:

- Plus/Minus-Angleichung,
- Bei aufgeladenen Motoren Anpassung der Vollasteinspritzmenge an den momentanen Ladedruck,
- Anpassung der Vollasteinspritzmenge an schwankende Atmosphärendruck,
- Die Vollastmenge und die Startmenge sollen temperaturabhängig korrigiert werden.

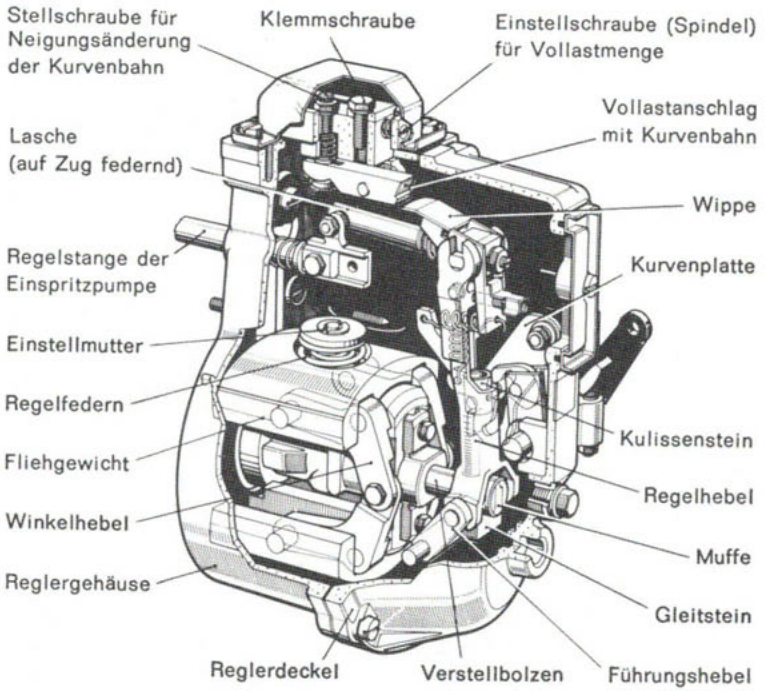


Bild 11. Verstellregler mit kurvengesteuerter Angleichung, Bauart Bosch, Typ RQV-K.

Angleichung heißt Anpassung des Verlaufs der Vollasteinspritzmenge einer Einspritzanlage über der Drehzahl an den Kraftstoffbedarf des Motors. Unter Plus-Angleichung versteht man eine Verminderung der Einspritzmenge mit steigender Drehzahl. (Die Angleichung wirkt im Regelsinn, daher Plus-Angleichung.) Minus-Angleichung bedeutet eine mit steigender Drehzahl ansteigende Einspritzmenge (gegen den Regelsinn, Minus-Angleichung). Ein Regler, der es gestattet, die Einspritzmenge, steigend oder fallend, beliebig dem Kraftstoffbedarf des Motors anzupassen, heißt Plus/Minus-Regler.

Bild 11 zeigt einen derartigen Plus/Minus-Regler (Bauart Bosch, Typ RQV-K). Die Getriebekette dieses Reglers ist auf Bild 12 dargestellt. Die Plus/Minus-Angleichung kommt bei diesem Regler dadurch zustande, daß die am oberen Ende des Regelhebels befindliche Wippe eine Kurvenbahn am Vollastanschlag, die dem Kraftstoffbedarf des Motors nachgebildet ist, drehzahlabhängig abtastet. Die Lasche, als Verbindung zwischen Regelhebel und Regelstange, überträgt diese Bewegung auf die Regelstange. Gesteuert durch die entsprechende Stellung des Fliehgewichtsteils sowie des Verstellhebels hebt die Wippe bei Teillast und bei der Abregelung von der Kurven-

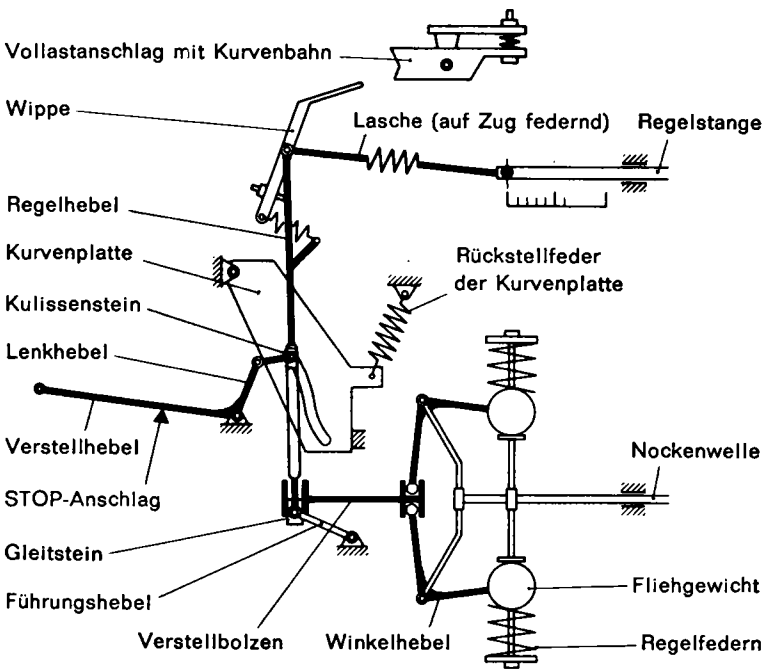


Bild 12. Schema des Verstellregles von Bild 12

bahn ab und unterfährt diese in der Startstellung. Im ersten Fall ist die Einspritzmenge kleiner als von der Kurve vorgegeben, im zweiten Fall größer.

Regler mit kurvengesteuerter Plus/Minus-Angleichung gibt es auch von anderen Einspritzpumpen-Herstellern, z. B. von der Firma Ambac, USA.

Die eingangs erwähnten zusätzlichen Forderungen an einen Dieselregler sind im wesentlichen der Wunsch nach passender Verarbeitung der physikalischen Daten der Umweltbedingungen, wie Drücke und Temperaturen.

Wegen ihrer Wichtigkeit seien der ladedruckabhängige Vollastanschlag (LDA) und der atmosphärendruckabhängige Vollastanschlag (ADA) herausgegriffen und beschrieben.

Bild 13 zeigt einen LDA (Bauart Bosch). Der Ladedruck des Turboladers wirkt auf eine federbelastete Membrane, die ihrerseits über eine Druckstange mit einem Winkelhebel verbunden ist. Der Winkelhebel trägt einen einstellbaren Vollastanschlag, an den sich bei Vollast die Regelstange anlegt. Über die Anschläge am und im Winkelhebel können die Einspritzmengen ohne Ladedruck und mit vollem Ladedruck eingestellt werden. Über die ebenfalls einstellbare Federvorspannung

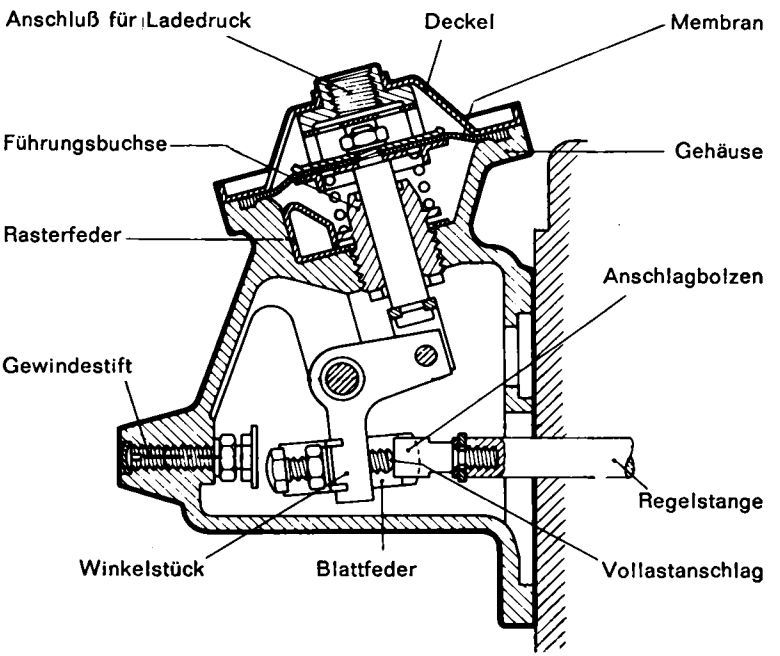


Bild 13. Ladedruckabhängiger Vollastanschlag, Bauart Bosch

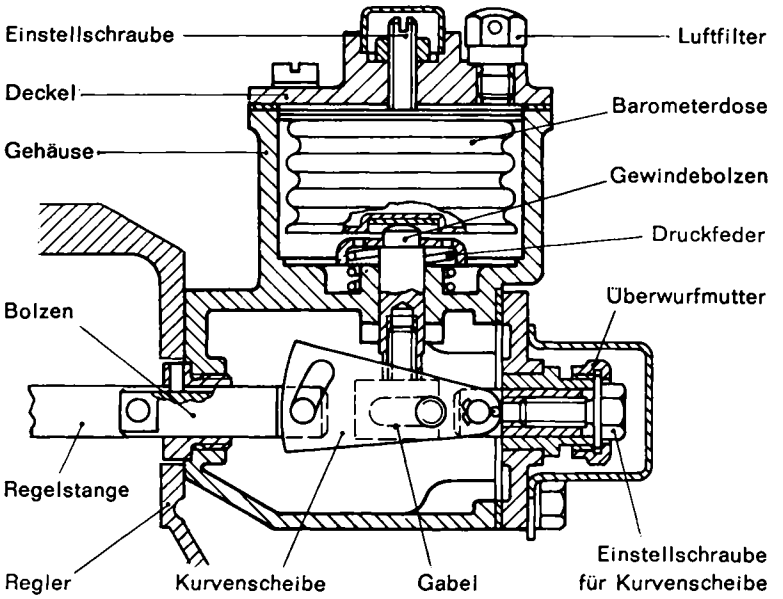


Bild 14. Atmosphärendruckabhängiger Vollastanschlag, Bauart Bosch

kann der Arbeitspunkt des LDA justiert werden. Für verschiedene Anwendungsfälle stehen verschieden steife Federn zur Verfügung.

Bild 14 zeigt die Prinzipskizze eines atmosphärendruckabhängigen Vollastanschlags (ADA), Bauart Bosch. Eine in ihrer Lage einstellbare Barometerdose verdreht einen einarmigen Hebel. Durch diesen Hebel wird die kleine Bewegung der Barometerdose bei Luftdruckunterschieden vergrößert. Die am Ende des Hebels angebrachte Kurve begrenzt somit luftdruckabhängig die Regelstangenbewegung und damit die Vollasteinspritzmenge.

Durch eine geeignete Kinematik des Reglergestänges oder durch externe Eingriffe wird die Wirkung eines die Vollasteinspritzmenge begrenzenden LDA oder ADA bei Kaltstart eines Motors ausgeschaltet, da die gewünschte Startmenge meist über der maximalen Volllastmenge liegt.

22 Schiebergesteuerte Reiheneinspritzpumpe

Die Firma Caterpillar, USA, hat für eine Motoranbaureihe mit vier, sechs und acht Zylindern eine eigene Reiheneinspritzpumpe entwikkelt. Die Achtzylindereinspritzpumpe ist als V-Pumpe ausgebildet, wobei jeweils zwei Rollenstößel auf einem Nocken laufen. Diese Ein-

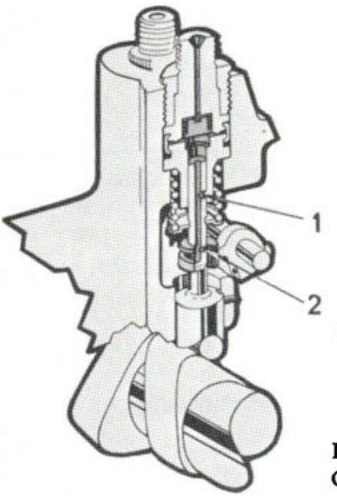
spritzpumpe zeigt einige, vom in Europa Gebräuchlichen abweichende Konstruktionseinzelheiten:

- Mengenregelung durch Ringschieber,
- Einheitselementdurchmesser von 8 mm. Erzielung des gewünschten Einspritzgesetzes durch verschiedene Nocken,
- kraftstoffgeschmiertes Triebwerk.

Der Regler ist ein weitgehend normaler Fliehkraft-Verstellregler mit einfachen Aufschaltgeräten. Bemerkenswert ist die Anwendung eines „dashpot" ‚der Reglerbewegungen dämpft, insbesondere bei schnellen Verstellhebelbewegungen.

Bild 15 zeigt ein Schnittbild einer Vierzylinder-Caterpillar-Pumpe. Statt normaler Entlastungsventile kommen Flachsitzventile zur Anwendung, deren Anwendungsbereich erfahrungsgemäß etwas eingeschränkt ist. Im Schnittbild ist die Mengenregelung gut erkennbar. Vom Regler wird eine in Pumpenlängsrichtung liegende Welle gedreht. Auf dieser Welle sitzen Einstellstücke, die mit Nasen in die eigentlichen Ringschieber zur Mengensteuerung eingreifen.

Bild 16 zeigt das Prinzip der Mengensteuerung dieser Pumpe. Figur A zeigt das Ende der Füllperiode des Elementes. Auf Figur B ist die Füllbohrung gerade verschlossen, der Förderhub beginnt. Auf Figur C nähert sich die Überströmbohrung der oberen Schieberkante, der Förderhub ist zu Ende. Der Abbau des Druckes im Elementraum und der nichtgenutzte Rest des Kolbenhubs ist auf Figur D dargestellt. Der Ringschieber macht also die Kolbenhubbewegung nicht mit. Wird er



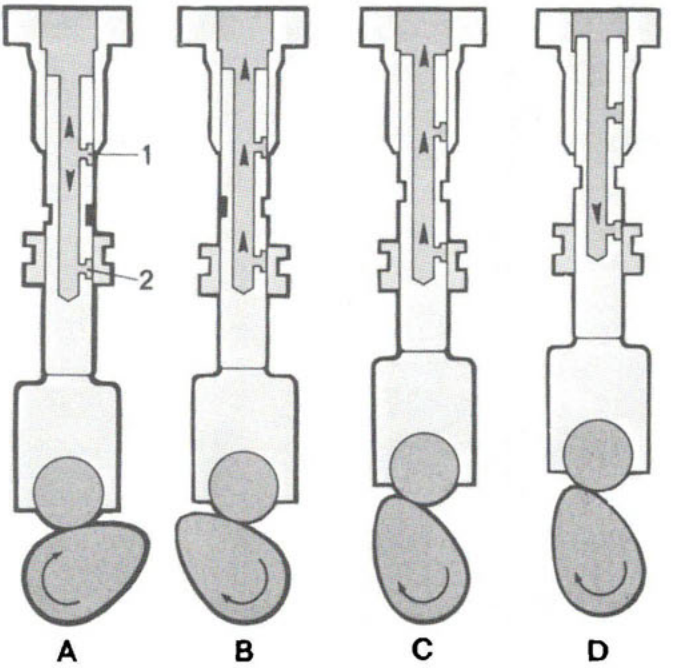
1 Saugbohrung 2 Absteuerbohrung

Bild 15. Reiheneinspritzpumpe Caterpillar
Courtesy of Caterpillar Tractor Co.

gegenüber der gezeichneten Stellung in eine niedrigere Stellung gebracht, wird der Förderhub kleiner, da nur noch während eines kleineren Teils des Kolbenhubs sowohl Füllbohrung als auch Überströmbohrung verschlossen gehalten sind. Der Vorteil der Schiebersteuerung ist in dem reibungsarmen Regeleingriff zu sehen, der es erlaubt, einen kleinen Regler mit kleinen Aufschaltgruppen zu verwenden.

Laut Werksaussage sind die Elemente mit den zugepaarten Schiebern so präzise gefertigt, daß im Reparaturfalle nach einem Elementaustausch die Pumpe nicht nachjustiert werden muß.

Als Voraussetzung für die Ringschieber-Steuerung ist die Pumpe vollkommen mit Kraftstoff gefüllt und auch damit geschmiert. Die Kraftstoffschmierung der Pumpe vermeidet den Kontakt von Motorschmieröl mit Dieselkraftstoff und macht so Schmierölverdünnung unmöglich. Da jedoch die Schmiereigenschaften von Dieselkraftstoff nur begrenzt sind, muß die ganze Pumpe auf niedrige Bauteilbelastung konstruiert sein. Dies begrenzt die Leistungsausbeute des Aggregates.



A Füllperiode, B Förderbeginn,
C Förderung, D Förderende

Bild 16. Mengensteuerung der Pumpe Bild 15 Courtesy of Caterpillar Tractor Co.

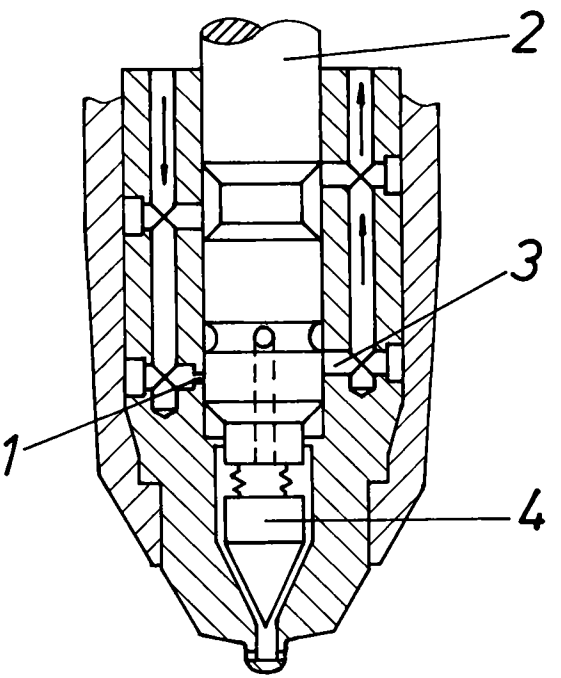
Da Dieselkraftstoff häufig in geringen Mengen Wasser enthält, muß auf den Korrosionsschutz der Bauteile äußerste Sorgfalt verwendet werden (Oberflächenschutz oder Verwendung von rostfreien Mineralien).

Die Konstruktion dieser Caterpillar-Pumpe ist modern, kompakt und servicefreundlich, tendiert jedoch zur Einzweck-Pumpe. Im Vergleich zu den konventionellen Reihenpumpen ist ihre Flexibilität in der Anpassung konstruktionsbedingt nicht ausgeprägt.

3 Pumpedüse

Im ATH, Bd. 1, Kapitel 2.33 ist das Cummins-PT-Einspritzsystem beschrieben. Dieses System arbeitet mit Kraftstoffvorlagerung und Förderung bis zum OT des Nockens. Hierdurch hat es konstruktionsbedingt ein verschlepptes Förderende.

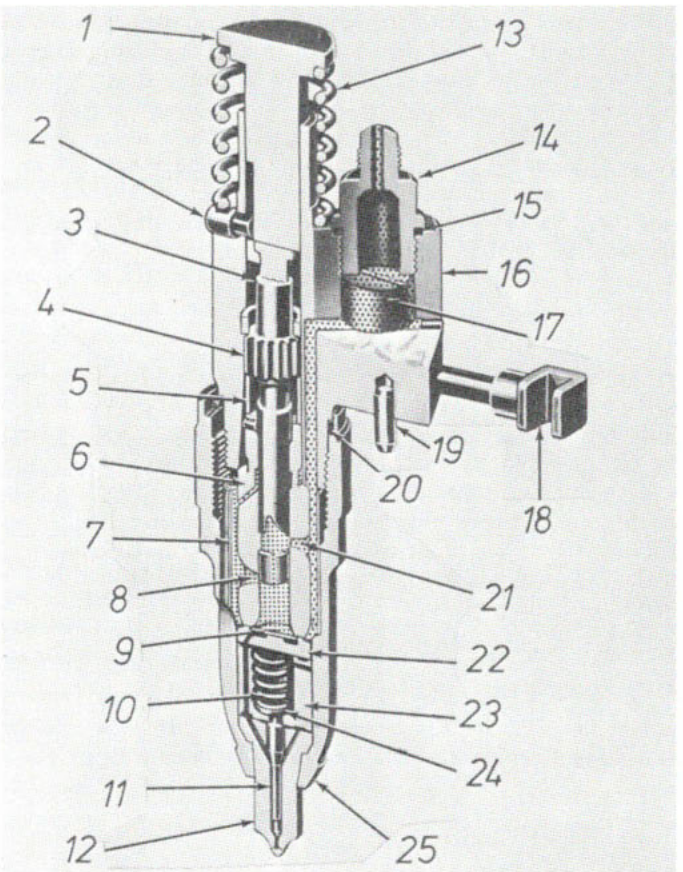
Das neue Cummins-PT-ECON-Einspritzsystem zeigt diesen Mangel nicht mehr (Bild 17). Die Düsennadel ist zweiteilig ausgeführt. Die



(1) Zumeß-Querschnitt (2) Plunger (3) Überström-Bohrung (4) Nadelspitzen-Ventil

Bild 17. Düse des PT-Econ-Einspritzsystems der Firma Cummins

Nadelspitze ist mit Federn mit der übrigen Nadel bzw. dem Pumpenkolben verbunden. Zu Beginn der Einspritzung ist die Nadelspitze allseits von Kraftstoff gleichen Drucks umgeben. Der Kraftstoff kann ungedrosselt aus den Düsenbohrungen austreten. Gegen Förderende nähert sich die Nadelspitze ihrem Sitz, der konische Ringspalt beginnt zu drosseln, der Druck unter der Nadelspitze sinkt unter den Wert des Drucks über der Nadelspitze. Durch diese Druckdifferenz schnappt



(1) Stößel (2) Anschlagstift (3) Plunger (4) Ritzel (5) Mitnehmer (6) Element-Zylinder (7) Prallschutz (8) Untere Steuerbohrung (9) Rückschlag-Ventil (10) Ventilfeder (11) Nadelventil (12) Düsenkörper (13) Stößelfeder (14) Filterkappe (15) Dichtung (16) Körper der Pumpendüse (17) Filter (18) Regelstange (19) Fixierstift (20) Dichtring (21) Obere Steuerbohrung (22) Ventilgehäuse (23) Federgehäuse (24) Federsitz (25) Mutter

Bild 18. Pumpendüse, Bauart General Motors

die Nadelspitze auf ihren Sitz. Das so erzielte scharfe Einspritzende ist eine Voraussetzung für gute Kohlenwasserstoff-Werte im Abgas des Motors.

Der Hauptvorteil von Pumpendüsen liegt in der kurzen Leitung zwischen Druckerzeugung und Düse. Die beschriebenen Cummins-Einspritzanlagen zeigen dies im Extrem. Eine weitere erfolgreiche Pumpendüsenkonstruktion zeigt kein so extrem kleines Totvolumen (Bild 18). Diese Konstruktion von General Motors besteht praktisch aus einer konventionellen, auf dem Kopf stehenden Einzylindereinspritzpumpe mit unmittelbar an den Auslaß angebauter konventioneller Düse. Die Regelung erfolgt durch Drehung des Kolbens über eine Schrägkantensteuerung.

Nachteilig an Pumpendüsen-Konstruktionen ist, daß nicht, oder nur unter erheblichem Aufwand, eine Spritzverstellung möglich ist. (Da die Druckwellen-Laufzeit in der Einspritzleitung entfällt, ist die Notwendigkeit eines Spritzverstellers, verglichen mit einer Reihenpumpen-Einspritzanlage, allerdings auch geringer!)

4 Verteilereinspritzpumpen

Im ATH, Bd. 1, S. 509 wurde als Beispiel für eine Verteilerpumpe die Roosa-Master-Pumpe beschrieben, die auch von CAV in England gebaut wurde. Die eigenständige Entwicklung bei CAV in England hat in jüngster Zeit eine verstärkte, in wesentlichen Punkten verbesserte Verteilereinspritzpumpe, Type DP 15, vorgestellt.

Sie ist geeignet für Motoren bis zu einer Zylinderleistung von etwa 30 kW bei bis zu 8 Zylindern und ist in der Grundanordnung ihrer Bauteile von dem kleineren Vorgängermodell abgeleitet. Die Neukonstruktion zielt ab auf:

- Präzise Einstellbarkeit der Vollastmenge,
- Freie Formung des Vollastmengenverlaufs über der Drehzahl,
- Unabhängigkeit der Mengeneinstellung von Düsenquerschnitt, Leitungslänge, Kraftstoff, Viskosität und Temperatur,
- Spritzversteller unabhängig von Kraftstoffviskosität,
- Steifer Pumpenantrieb.

Im Schnittbild (Bild 19) sind die konstruktiven Einzelheiten zu erkennen. Zur Mengenregelung wurde der normalen Saugdrossel ein „shuttle" nachgeschaltet, dessen Weg, der drehzahlabhängig über eine Kurvenscheibe verändert werden kann, die Vollastmenge und damit den Drehmomentverlauf des Motors bestimmt. Die Teillast-Einspritzmenge wird nur durch die Saugdrossel bestimmt. Der Fliehkraftregler steuert einerseits die Saugdrossel und andererseits den Pumpeninnen-

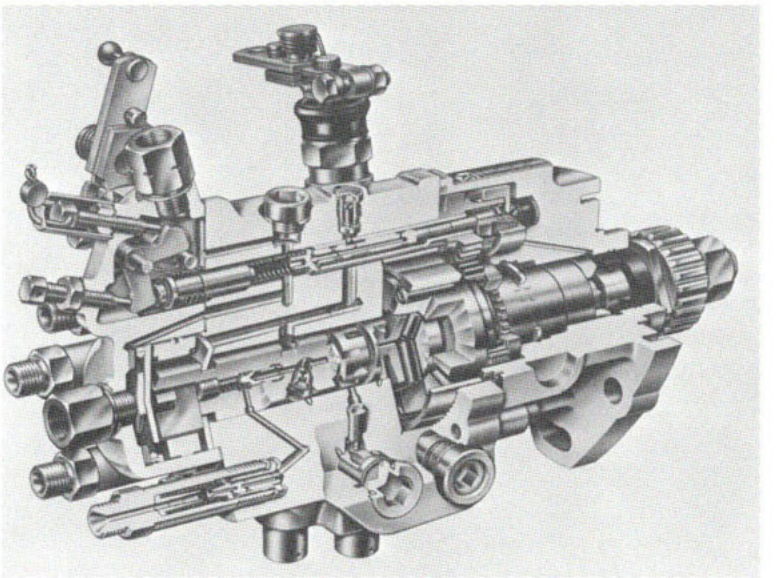


Bild 19. Schnittbild einer Verteilerpumpe, Bauart CAV, Typ DP 15. Courtesy CAV Ltd.

raum-Druck. (Druck steigt mit der Drehzahl.) Dieses drehzahlabhängige Drucksignal wird benutzt zu:

- Axialer Verschiebung des mit einer Kurve versehenen Anschlagkolbens für das „shuttle" (Mengencharakteristik).
- Axialer Verschiebung eines federbelasteten Kolbens, der den Nockenring drehzahlabhängig verdreht und damit eine Spritzverstellerfunktion bewirkt.

Der gewünschte steife Antrieb und die hohe Spritzrate werden erzielt durch:

- Einteilige Antriebswelle,
- Hydraulischen Kopf, Gehäuse und Spritzversteller in einem einteiligen Stahlkörper,
- Die Möglichkeit der Verwendung von bis zu vier Kolben im Rotor.

Die geschilderte Pumpenkonstruktion ist verhältnismäßig aufwendig, verspricht aber durch ihre Flexibilität eine leichte Anpassung an verschiedene Motoren, insbesondere für LKW, Busse, Traktoren usw.

Die etwas kleinere Verteilerpumpe, Bauart Bosch, Type VE (Bild 20) verfolgt eine ähnliche Zielsetzung jedoch mit ganz anderen kon-

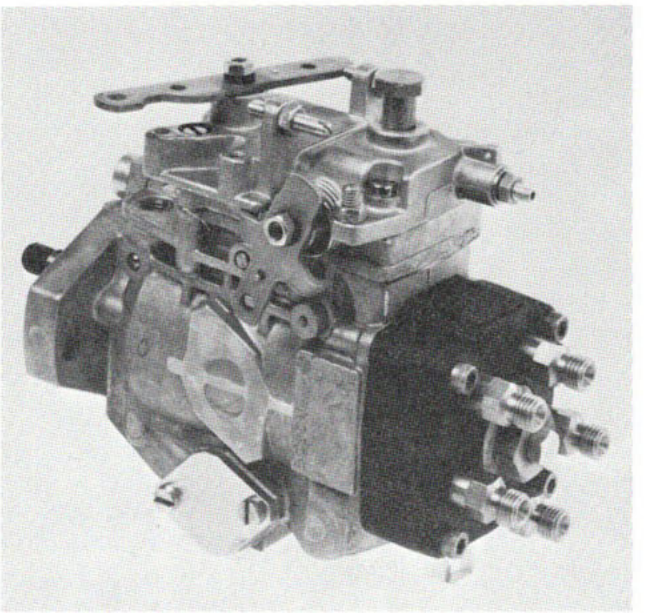
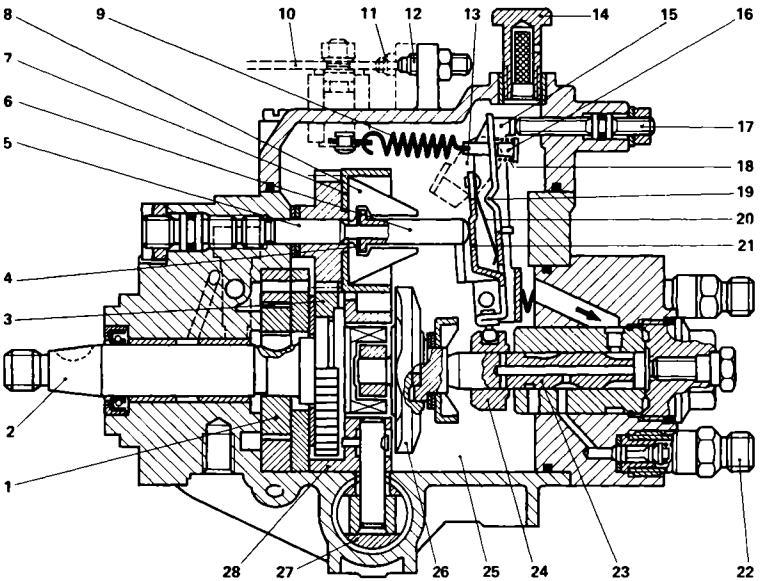


Bild 20. Verteilerpumpe, Bauart Bosch, Typ VE

Bild 21 zeigt einen Querschnitt dieser Pumpe. Hauptkennzeichen der Konstruktion: Axial wirkender Hubkolben und Mengenregelung über einen Ringschieber. Funktionsweise: Der Kolben dreht sich und führt aufgrund des Ablaufs der Hubscheibe auf dem Rollenring eine Hubbewegung aus. Die Hubbewegung fördert den Kraftstoff, die Drehbewegung verteilt ihn auf die einzelnen Auslässe. Die Steuerung der Einspritzmenge erfolgt durch den Regelschieber (vgl. Kapitel Reihenpumpen: Caterpillar-Einspritzpumpe). Dieser Regelschieber wird durch den übersetzt angetriebenen mechanischen Regler verstellt. Die in einem Käfig gelagerten Sinter-Fliehgewichte arbeiten gegen die Spannfeder auf den Regelhebel, der den Schieber steuert. Von der Förderpumpe wird mit Hilfe eines Regelventils im Pumpeninnenraum ein mit der Drehzahl proportional ansteigender Kraftstoffdruck aufgebaut. Mit diesem Drucksignal wird der Spritzversteller gesteuert, indem ein federbelasteter Kolben den Rollenring verdreht und damit die Hubbewegung relativ zur Wellenstellung verschiebt. Für eine lastabhängige Steuerung des Förderbeginns wird von der Reglermuffe ein Querschnitt gesteuert, der den Innendruck gezielt absenkt.

Im Regler-Hebelwerk ist ein federnd angeschlossener Hebel vorgesehen, der beim Start automatisch die gewünschte Mehrmenge



(1) Flügelzellen-Förderpumpe (2) Antriebswelle (3) Zahnrad (4) Druckscheibe (5) Reglerachse (6) Reglermuffe (7) Reglerkäfig (8) Fliehgewichte (9) Reglerfeder (10) Verstellhebel (11) Einstellschraube (Leerlauf) (12) Einstellschraube (Nenndrehzahl) (13) Abstellhebel (14) Überströmdrossel; (15) Korrekturhebel (16) Haltebolzen (17) Einstellschraube (Vollast) (18) Leerlauffeder (19) Spannhebel (20) Startfeder (21) Starthebel (22) Auslässe (23) Verteilerkolben (24) Regelschieber (25) Pumpeninnenraum (26) Hubscheibe (27) Spritzverstellerkolben (28) Rollenring (29) Vorförderpumpe (30) Feinfilter (31) Drucksteuerventil

Bild 21. Querschnitt der Verteilerpumpe Bauart Bosch, Typ VE

einsteuert. Zum Abstellen kann mittels eines Magnetventils die Saugbohrung verschlossen werden.

Die Vollast-Mengencharakteristik der Pumpe kann mit hydraulischen oder mit mechanischen Mitteln geformt werden. Für den Großserieneinsatz, bei dem ein etwas erhöhter Applikationsaufwand tragbar ist, wird der Absteuerquerschnitt durch sorgfältige Versuche so festgelegt, daß sich die gewünschte Vollast-Charakteristik durch Ausnützung der Nachfördereffekte an diesem Querschnitt in gewünschter Weise einstellt. Hiermit ist eine präzise, toleranzunabhängige und preiswerte Formung der Vollast-Mengencharakteristik gegeben. Für Extremfälle, oder wenn ohne große Versuche eine gewünschte Mengencharakteristik dargestellt werden soll, gibt es Regel-Hebelwerke mit Vorrichtungen zur Erreichung einer Plus-Angleichung oder einer Minus-Angleichung.

Im Gegensatz zu den CAV-Verteilerpumpen fördert die Bosch-Verteilerpumpe nicht bis zur Nockenspitze. Hierdurch wird ein schärferes Förderende erreicht (vergleiche auch Pumpendüsen: Cummins-System). Ferner ist der Spritzbeginn weniger lastabhängig.

Durch einen konstruktiven Kniff wird eine sehr große Flexibilität erreicht. Bei unverändertem Pumpengehäuse gibt es verschiedene Varianten von Reglerdeckeln. In diese Deckel können Leerlauf-Endregler, Verstellregler, Aufschaltgruppen wie LDA und ADA sowie eine temperaturabhängige Startmengenbegrenzung untergebracht werden.

Durch das mit Kraftstoff gefüllte Pumpengehäuse ist die Pumpe kraftstoffgeschmiert und damit wartungsfrei. Sie ist weitgehend unempfindlich gegen verschiedene Anbaulagen. Sie ist als Zwei-, Drei-, Vier-, Fünf- und Sechs-Zylinder-Ausführung lieferbar, in einer Sonderausführung auch für Achtzylinder-Motore.

Bild 22 zeigt eine besonders preisgünstige Großserien-Variante dieser Pumpe. Sie besitzt nur ein zentral angeordnetes Entlastungsventil. Der Kraftstoff wird nach diesem Ventil verteilt.

Die beschriebene Verteilerpumpe (Typ VE) hat einen erfolgreichen Vorgänger, der bemerkenswerterweise einen extrem zuverlässigen, aber etwas weniger flexiblen vollhydraulischen Regler besaß.

Die Firma Sigma, Frankreich, hat eine Verteilerpumpe insbesondere für größere Motoren auf den Markt gebracht. die die Kombination

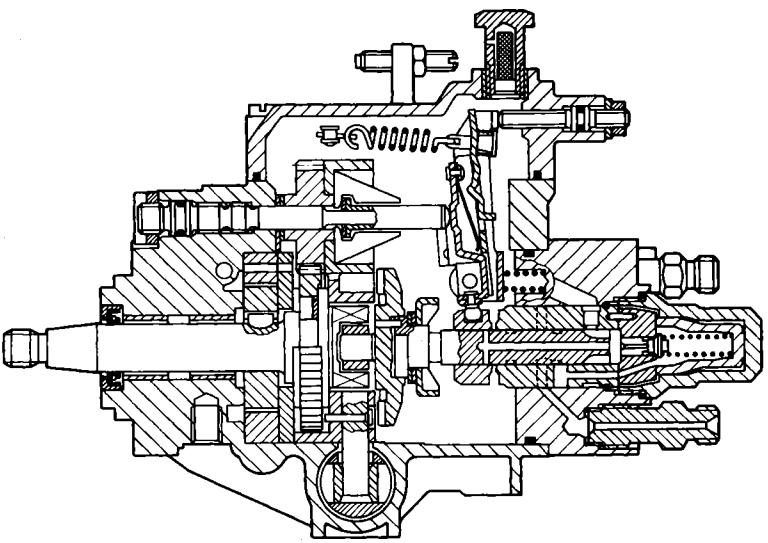


Bild 22. Verteilereinspritzpumpe Bauart Bosch, Typ VE mit einem Zentralventil

eines Radialkolbentriebwerkes mit einer Schiebersteuerung aufweist (Typenbezeichnung PRS).

Eine weitere, erfolgreiche Verteilerpumpe, die Ambac Model 100 aus USA, zeigt wesentliche konstruktionsmerkmale von Reihenpumpen, insbesondere in Anordnung und Bauart des Reglers.

5 Einspritzdüsen

Die Düsen- und Düsenhalter-Entwicklung der letzten Jahre ist gekennzeichnet durch eine Miniaturisierung und Rationalisierung der Konstruktionen.

Die Miniaturisierung hat folgende Vorteile:

- Kleinere Einbauabmessungen ermöglichen bessere Kühlwasserführung im Zylinderkopf,
- Kleinere Nadel- und Federabmessungen reduzieren die Massenkräfte; die Düsennadelbewegungen werden schneller, die Sitzbelastungswerte günstiger,
- Das Schluckvolumen der Düse beim Öffnen sinkt mit dem Nadeldurchmesser. Die dynamische Abstimmung des Einspritzvorganges wird dadurch einfacher.

Bild 23 zeigt am Beispiel von vier Düsenhaltern, Bauart Bosch, diese Einflüsse. Im Vergleich hierzu sind Düsenhalter, wie im ATH, Bd. 1, Kapitel 2.33 mit obenliegender Feder und langem Druckbolzen ungünstig und werden daher bei Neukonstruktionen kaum noch verwendet.

Die auf Bild 23 gezeigten Düsenhalterkonstruktionen gehen bei der Fertigung vom Stangenmaterial aus. Aus Gründen der rationelleren Herstellung werden kompliziert geformte Schmiedeteile vermieden.

Eine in der Praxis eingesetzte Extremkonstruktion ist die Roosa Master Pencil Nozzle (Bild 24). In dem extrem schlanken Durchmesser von nur $^3/_8$ Zoll (= etwa 9,5 mm) läuft eine nur $^1/_8$ Zoll (= etwa 3,2 mm) dicke Nadel. Öffnungsdruck und maximaler Nadelhub werden über gekonterte Gewinde-Druckstücke eingestellt. Weniger günstig ist die lange, und damit verhältnismäßig schwere Nadel/Druckstange bis zur Feder.

Wenn die Einspritzung beendet ist und die Verbrennung im Motor beginnt, befindet sich in dem Raum zwischen Nadelsitz und Düsenaustrittsbohrungen eine kleine Kraftstoffmenge. Diese kann ausdampfen und führt zu erhöhter Kohlenwasserstoffemission des Motors. Man versucht daher bei modernen Lochdüsen das sog. Sackloch so klein wie möglich zu machen. Grenzen sind gesetzt durch die geometrische Verschneidung der einzelnen Düsenlöcher mit dem Sackloch.

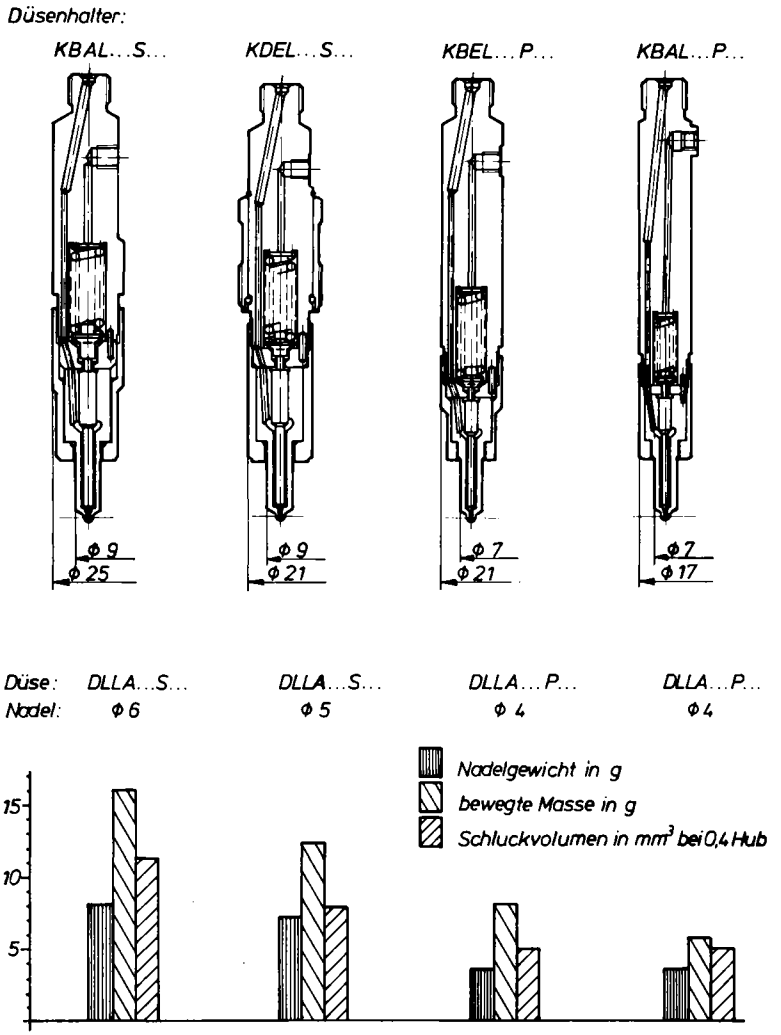


Bild 23. Querschnitt verschiedener Düsen und Düsenhalter, Bauart Bosch

Eine Sonderkonstruktion stellt die sog. sacklochlose Düse dar, bei der die Düsenbohrungen direkt im Nadelsitz münden.

Zur Vereinfachung der Leitungsverlegung an Motoren wird versucht, die Leckölleitung einzusparen. Hierzu gibt es Ansätze, das im Federraum eingeschlossene Ölpolster als zur Düsenfeder parallel geschaltete hydraulische Feder zu benützen. In der Abstimmung an die

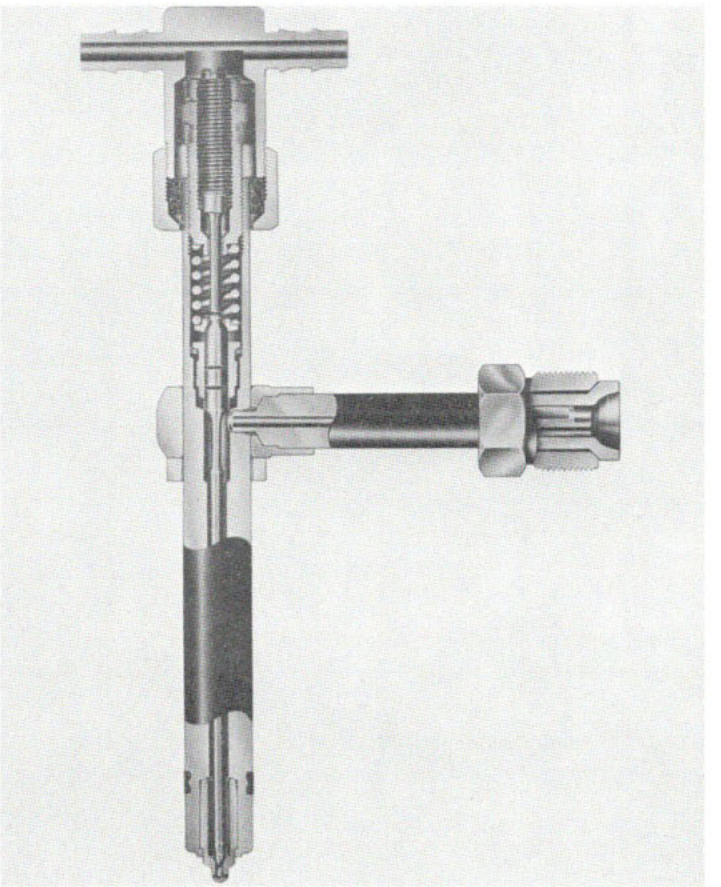


Bild 24. „Pencil Nozzle", Bauart Roosa Master, USA

Einspritzanlage sind derartige Düsen heute noch schwierig zu handhaben.

6 Spritzversteller

Neben den bekannten mechanischen Spritzverstellern gewinnen hydraulische Lösungen an Bedeutung. Im Prinzip werden dabei meist zwei Wellenenden mit Kerbverzahnung über eine Hülse verbunden. Eine der beiden Kerbverzahnungen ist steilgewindeartig ausgeführt.

Durch hydraulischen Druck wird eine Schiebemuffe verschoben und verstellt so die beiden Wellenenden relativ zueinander. Das hydraulische Drucksignal wird entweder im Spritzversteller selbst durch ein fliehkraftgesteuertes Druckregelventil erzeugt oder extern, z. B. lastabhängig, eingegeben.

1.63 Kraftstoffeinspritzung im Otto-Motor

Heinrich Knapp

1 Einleitung
2 Mechanisch gesteuerte Einsprizanlagen
21 Überblick
22 Hub zu Hub fördernde Systeme
23 Kontinuierliche Luftmengen messensende Systeme
3 Elektronisch gesteuerte Systeme
31 Überblick
32 Saugrohrdruck — Drehzahl gesteuertes System
33 Luftmengen messendes System
4 Beitrag der Benzineinspritzung zur Abgasentgiftung

1 Einleitung

Der Ottomotor unterscheidet sich wesentlich vom Dieselmotor, der vorwiegend mit Luftüberschuß betrieben wird. Die angesaugte Luftmenge ist beim Dieselmotor lediglich von der Drehzahl abhängig und wird vom Fahrer nicht beeinflußt. Das vom Motor abzugebende Drehmoment bestimmt der Fahrer durch die Einspritzmenge in die Zylinder. Diese wiederum wählt er vor durch die Stellung der direkt mit dem Fahrfußhebel verbundenen Regelstange der Einspritzpumpe.

Demgegenüber erfolgt beim Ottomotor die Vorwahl des vom Motor abzugebenden Drehmoments durch Steuerung der Luftfüllung der Zylinder, indem die Ansaugluft mehr oder weniger gedrosselt wird. Im Gegensatz zum Dieselmotor ist das Gemisch des Ottomotors nur innerhalb eines bestimmten Bereichs des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses zündfähig. Die Einhaltung eines bestimmten Luft-Kraftstoff-Verhältnisses über die verschiedenen Betriebszustände des Motors ist Aufgabe der Gemischaufbereitungsanlage. Sie führt zu den bekannten Abhängigkeiten des Drehmoments, des spezifischen Verbrauchs und des Anteils an schädlichen Abgaskomponenten. Üblicherweise wird diese Gemischbildung und Zuteilung mit dem Vergaser vorgenommen. Einige deutliche Vorteile der Benzineinspritzung haben jedoch mehrere Automobilfirmen bewogen, sich dieser zuzuwenden.

Die in Bd. 1, S. 517 dieses Handbuches angeführten Vorteile der Benzineinspritzung

- Mehrleistung durch Erhöhung des Füllungsgrades,
- Verbrauchsminderung durch bessere Gleichverteilung auf die Zylinder und bessere Anpassung des Luftkraftstoffverhältnisses über dem gesamten Kennfeld

gelten unverändert. Hinzu kommen aber im Berichtszeitraum noch die Vorteile, die die Benzineinspritzung für die Abgasentgiftung bietet, so daß ihre Entwicklung einen ungeahnten Aufschwung nahm.

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

2 Mechanisch gesteuerte Einspritzanlagen

21 Überblick

Direkteinspritzanlagen in den Zylinder werden derzeit nicht mehr gefertigt. Auch Stempelpumpen, die in der Lage wären, den hohen Druck im Zylinder zu überwinden, werden nur noch als Saugrohreinspritzung angewandt. Die Verfeinerung, die in den letzten Jahren vorgenommen wurde, liegt in der Steuerung. Im allgemeinen sind die Stempelpumpen jedoch nahezu verschwunden zugunsten luftmengenmessender Systeme aus Gründen, die später beschrieben werden.

22 Hub zu Hub fördernde Systeme

Bei Bosch war die Entwicklung gekennzeichnet durch die Rückkehr von der Zweistempelpumpe mit Mengenteilung [1] zur bewährten Sechsstempelpumpe, die im grundsätzlichen Aufbau einer Dieseleinspritzpumpe entspricht. Das Steuerprinzip wurde verfeinert, indem der Kulissenregler für das Drehzahl-Drosselklappen-Kennfeld durch einen Raumnockenregler ersetzt wurde. Dieser ermöglicht eine wesentlich feinere Anpassung an das Kennfeld [2, 3].

Die jetzt zur Bosch-Gruppe gehörende Firma Schäfer-Einspritztechnik nahm bei ihrer hubgeregelten Stempelpumpe vor allem eine Miniaturisierung vor, indem der Wirbelstrom-Mitnehmer, der anstelle des sonst üblichen Fliehgewichts als Drehzahlgeber verwendet wird, direkt in die Nockenwelle eingebaut wurde [4]. Außerdem wird die Pumpe mit einem vom Druck im Saugrohr gesteuerten Regler hergestellt, bei dem durch besondere Eingriffe zwei Nachteile dieses Verfahrens, nämlich der schlechte Übergang und die fehlende Höhenkorrektur, umgangen sind.

Eine genauere Beschreibung der nach dem Prinzip der Dieseleinspritzung arbeitenden Pumpen ist nicht mehr gerechtfertigt. Der Grund für ihren Rückgang ist folgender:

Trotz der theoretisch möglichen hohen Qualität der Anpassung im Einzelexemplar ist die Anpassung in der Serie unbefriedigend. Zündungseinflüsse, unterschiedliche Dichtheit des Motors, Ablagerungen im Brennraum, Serienstreuung der Steuerzeiten usw., werden nicht berücksichtigt.

Der Vollständigkeit halber sei noch ein anderes Hub zu Hub förderndes System beschrieben, nämlich das der Fa. Lucas, Großbritanien. Bei diesem wird der Einspritzdruck und die Zumessung nicht durch einen Pumpenkolben erzeugt. Vielmehr wird ein konstanter Kraftstoffdruck von etwa 7 bar Überdruck mittels einer Elektrokraftstoffpumpe aufrecherhalten.

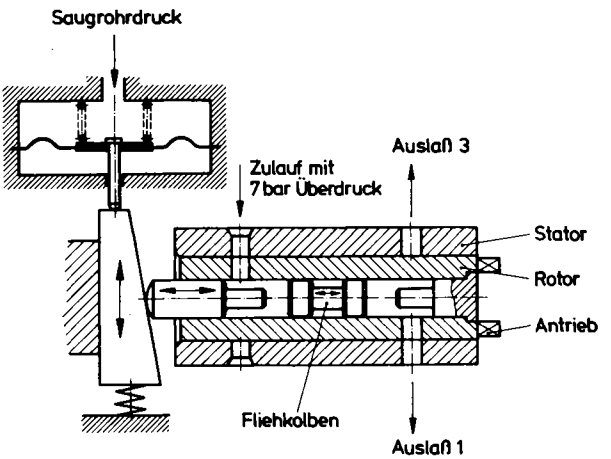


Bild 1. Prinzip der Benzineinspritzung von LUCAS am Beispiel einer Anlage für einen 4-Zyl.-Motor

In Bild 1 ist am Beispiel eines 4-Zylinder-Motors dargestellt, wie dieser Druck in Hub pro Hub zugemessene Kraftstoffmenge für die einzelnen Zylinder umgesetzt wird.

In einem Gehäuse befindet sich eine feste Hülse (Stator), in der eine weitere Hülse (Rotor) mit Nockenwellendrehzahl angetrieben wird. Im Stator befinden sich Ein- und Austrittsöffnungen, die vom Rotor zeitgerecht geöffnet und geschlossen werden. Im Innern des Rotors befindet sich ein axial bewegliches Fliehkölbchen, das sich zwischen einem festen und einem für die Gemisch-Steuerung verschiebbaren Anschlag bewegen kann.

In der gezeichneten Stellung ist gerade der Einlaß links oben freigegeben. Der Zulaufdruck treibt das Fliehkölbchen nach rechts. Dabei wird die vom vorherigen Einspritzvorgang sich rechts des Kölbchens befindliche Kraftstoffmenge zu dem in dieser Stellung ebenfalls freigegebenen Auslaß 1 hinausgefördert, bis das Fliehkölbchen zum rechten festen Anschlag kommt. Hat sich der Rotor um 90° weitergedreht, so wird durch eine in der Zeichnung nicht darstellbare Einlaßöffnung des Stators, die jetzt von der rechten Bohrung des Rotors freigegeben wird, Kraftstoff von rechts zugeleitet und das Fliehkölbchen nach links gedrückt, wobei auf der linken Seite eine korrespondierende Austrittsöffnung freigegeben wird. Das Fliehkölbchen läuft dabei an den linken regelbaren Anschlag. Die Förderung zum Auslaß 3 ist nach einer insgesamt 180°-Drehung des Rotors zu erkennen, usw. Für die Beschleunigungsvorgänge am Fliehkolben und der Flüssigkeitssäule steht genügend Druckenergie, ausgehend von den 7 bar Systemdruck, zur

Verfügung, da der Abspritzdruck der Einspritzventile etwa 3 bar Überdruck beträgt.

Die Mengensteuerung erfolgt durch den vom linken regelbaren Anschlag freigegebenen Weg des Fliehkölbchens. Wird das Fliehkölbchen z. B. durch diesen Anschlag festgeklemmt, so hat man Null-Förderung. Je weiter man die axiale Bewegung für den Fliehkolben freigibt, umso größer wird die Fördermenge. Auf diese Weise wird mit genauer Gleichverteilung auf die Auslässe ein konstant erzeugter Druck in eine Hub zu Hub zugemessene Kraftstoffmenge umgewandelt.

Für 6-Zylinder-Motoren wird das System komplizierter. Das Lucas-System wird in zahlreichen Rennsportfahrzeugen angewandt. Der Grund, weshalb es nur wenig Verbreitung in Serien-Fahrzeugen gefunden hat, dürfte folgender sein. Der zur Gemischsteuerung verwendete Saugrohrdruckfühler, der in Bild 1 mit dargestellt ist, bedarf zur vollständigen Anpassung zahlreicher Korrekturen, die mechanisch nur mit größerem Aufwand durchzuführen sind. Eine nähere Beschreibung der Saugrohrdrucksteuerung einschließlich der notwendigen Korrekturen erübrigt sich hier, da sie im Abschnitt 3.2 für die elektronisch gesteuerte Einspritzung vorgenommen wird.

23 Kontinuierliche Luftmengen messende Einspritzsysteme

Obige Gründe bewogen die Firma Bosch, ein Luftmengen messendes System zu entwickeln, das den Namen K-JETRONIC erhielt [5]. Wie beim Gleichdruckvergaser wird die Luftmengenmessung durch eine lineare Wegmessung vorgenommen.

Im Gegensatz zum Vergaser wird jedoch der Kraftstoff durch Einspritzventile jedem Zylinder zerstäubt unmittelbar vor dem Einlaßventil zugeteilt. Die Einspritzung erfolgt kontinuierlich. Dies ist nach langjähriger Erfahrung ohne Nachteil.

Das Schema der K-JETRONIC ist im Bild 2 dargestellt. Der Luftmengenmesser wird durch eine Scheibe in einem sich erweiternden Kegel gebildet, deren Auslenkung proportional zum Luftdurchsatz ist. Die Scheibe sitzt an einem längeren Hebel, an dem auch die Gegenkraft durch den hydraulischen Druck, dem sogenannten Steuerdruck, auf der Oberseite eines Kolbens gebildet wird. Der Steuerdruck wird vom Systemdruck abgenommen. Der Systemdruck beträgt etwa 4,7 bar Überdruck und wird von einer Elektrokraftstoffpumpe erzeugt.

Der Kraftstoff durchströmt die Kraftstoffdosiereinrichtung (Mengenteiler), an dem auch der Systemdruckregler angebaut ist. Der zugeteilte Kraftstoff geht zu den Einspritzventilen. Der erwähnte Steuerkolben erzeugt nicht nur die Gegenkraft. Er sorgt gleichzeitig für eine Dämpfung der Stauscheibenbewegung durch die über ihm befindliche Dämpfungsdrossel und insbesondere übernimmt er noch mit seiner Steuer-

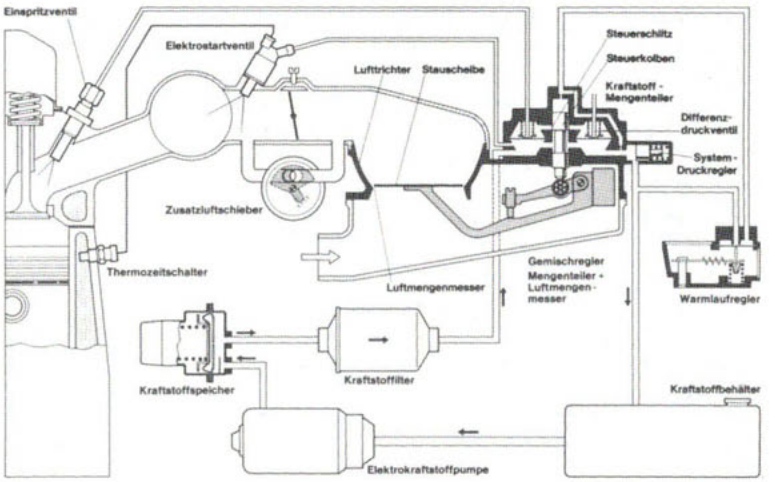


Bild 2. Prinzipbild der K-Jetronic – kontinuierliche, Luftmengen messende, mechanischer Einspritzanlage von Bosch

kante die Kraftstoffdosierung. Diese Kraftstoffdosierung hat ebenfalls eine lineare, dem Luftdurchsatz zugeordnete Kennlinie und wird in folgender Weise gebildet (Bild 3):

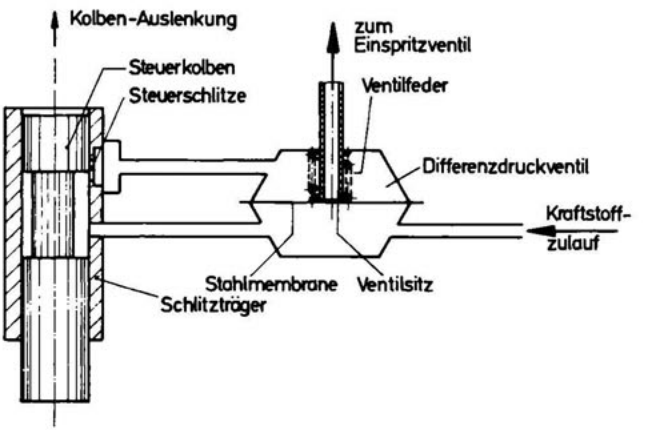


Bild 3. Prinzip der Kraftstoffzuteilung bei K-Jetronic

Der Systemdruck wirkt gleichzeitig auf der Unterseite eines Differenzdruckventils und an dem zumessenden Schlitz, der eine rechteckige Öffnungscharakteristik hat. Der verminderte Druck nach dem Schlitz liegt auf der Oberseite des Differenzdruckventils. Zusammen mit der Federkraft muß Gleichgewicht zwischen der Kraft aus dem höheren Druck auf der Unterseite und der Kraft aus dem verminderten Druck auf der Oberseite + Federkraft bestehen. Der Differenzdruck bleibt somit stets konstant, unabhängig vom Durchsatz, vom Düsenöffnungsdruck, Systemdruck usw. Da der Differenzdruck über dem Schlitz stets konstant ist, ist der Kraftstoffdurchsatz direkt der Fläche der Schlitze proportional. Die Schlitze werden durch ein Elektro-Erosionsverfahren eingearbeitet. Das Differenzdruckventil ist als Flachsitzventil ausgebildet. Geläppte Stahlflächen, die zusammen mit dem eigentlichen Ventilsitz geläppt werden, bilden zusammen mit einer Stahlmembran das Differenzdruckventil.

Die Warmlaufanreicherung des Gemischs erfolgt durch Absenken des auf den Steuerkolben wirkenden Drucks. Dadurch entsteht eine vergrößerte Auslenkung und damit die Anreicherung des Gemischs.

Die Einspritzventile sind so ausgebildet, daß sie selbst bei kleinsten Durchsätzen bereits schnarren und den Kraftstoff fein zerstäuben.

Weitere kontinuierliche Systeme wurden zwar angeboten, sind aber nicht auf dem Markt. Das in Bd. 1 beschriebene Ram-Jet-System [6] wird nicht mehr gefertigt.

3 Elektronisch gesteuerte Systeme

31 Überblick

Der Gedanke, die Einspritzmenge durch die Öffnungszeit von Ventilen, die mit konstanten Druck beaufschlagt sind, zu bestimmen und diese Ventile im Arbeitstakt der Maschine auszulösen, ist an sich schon alt. Er wurde von Bendix in der Mitte der 50er Jahre klar formuliert und es wurden Lösungen zur elektronischen Steuerung mittels Halbleiterelementen erstmalig angegeben. Von Bosch wurde der Gedanke Ende der 50er Jahre aufgegriffen. Seine technische Verwirklichung ermöglichte die Lieferung für VW-Modelle ab 1967 nach USA, da mit Einspritzung die Abgasvorschriften besser zu erreichen waren. In der Zwischenzeit wurden zahlreiche 4-, 6- und 8-Zyl.-Motoren serienmäßig mit der Anlage ausgerüstet. Im Gegensatz zur Reihenpumpe ist ein mechanischer Antrieb durch den Motor nicht notwendig. Diese Tatsache, sowie die leicht über den Motorraum zu verteilenden Aggregate waren der Verbreitung sehr förderlich und erlaubten interessante und raumsparende Einbauten.

32 Saugrohrdruck-Drehzahl-gesteuertes System

Die Auslösung der Ventile im Takt der Arbeitsspiele des Motors gibt unmittelbar die Drehzahlinformation. Da die Luftfüllung der Zylinder näherungsweise dem absoluten Saugrohrdruck proportional ist, ist es zweckmäßig, diesen als zweite Information zu messen und ihm die effektive Einspritzzeit der Ventile, der wiederum die eingespritze Kraftstoffmenge proportional ist, zuzuordnen. Dieses im Grunde sehr einfache Konzept bedarf einiger Korrekturen, die auf elektronischem Wege vorgenommen werden können. So berücksichtigt beispielsweise ein Saugrohrdruck nicht die Mehrmenge, die in der Volllast durch den Nachlade- oder Rameffekt benötigt wird. Mit elektronischen Mitteln läßt sich dies aus der Pulsfolge ohne zusätzliche Drehzahlerkennung gewinnen. Ferner ist ein Saugrohrdruckfühler für rasche Gasgebevorgänge etwas zu träge. Durch Zwischenimpulse, die von der Drosselklappe ausgelöst werden, läßt sich das Übergangsverhalten leicht verbessern. Die Warmlaufkorrektur kann durch temperaturabhängige Widerstände gesteuert werden. Verwendet man für den Saugrohrdruckfühler eine evakuierte Dose, d. h. mißt man den Absolutdruck, so ist die Höhenkorrektur weitgehend korrekt [7].

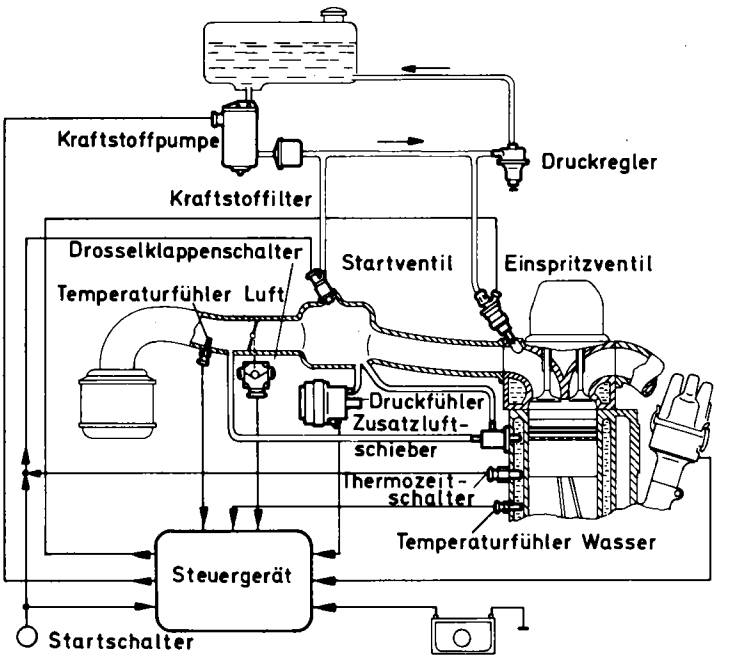


Bild 4. Prinzipbild der D-Jetronic – Saugrohrdruck – Drehzahl – gesteuerte elektronische Einspritzanlage von Bosch

Bild 4 zeigt das Gesamtschema der Anlage. Eine Elektrokraftstoffpumpe sorgt zusammen mit einem Druckregler dafür, daß stets ein konstanter Systemdruck von 2 bar Überdruck aufrechterhalten wird. Die Auslösung der Magnetventile erfolgt in zwei Gruppen durch einen im Zündverteiler eingebauten Auslöser. Der Druckfühler mißt den absoluten Druck im Saugrohr. Eine Barometerdose verschiebt einen Eisenkern, der durch Ändern einer Induktivität die gewünschte Änderung der Einspritzzeit bewirkt. Den Aufbau der Magnetventile zeigt Bild 5. Sie sind so ausgelegt, daß sie kurze Anzugs- und Abfallzeit haben. Die Zumessung pro Zeit ist so ausgeführt, daß Temperatur- und Zerstäubungseinflüsse klein sind.

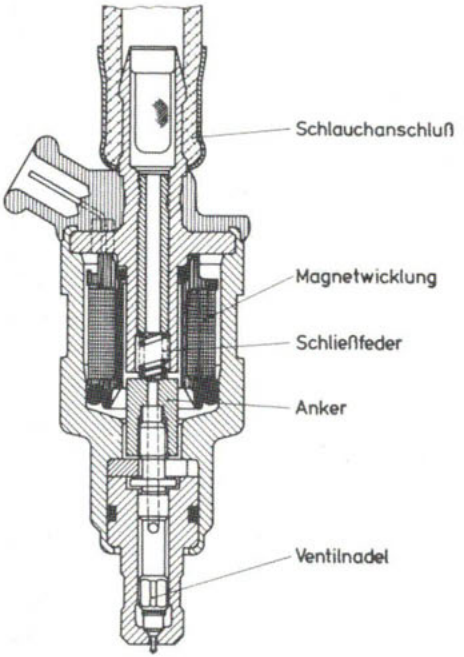


Bild 5. Magnetventil für elektronisch gesteuerte Einspritzanlagen

33 Luftmengen messendes System

Auch ein vom Druck im Saugrohr gesteuertes System berücksichtigt den motorischen Bedarf nicht so, wie es zur Erreichung optimaler Abgaswerte notwendig ist. Beispielweise gibt die zu- oder abgeschaltete Abgasrückführung, wie sie unter Umständen zur Erzeugung niedriger NO_x-Werte nötig ist, eine Veränderung der Anzeige. Nur Systeme,

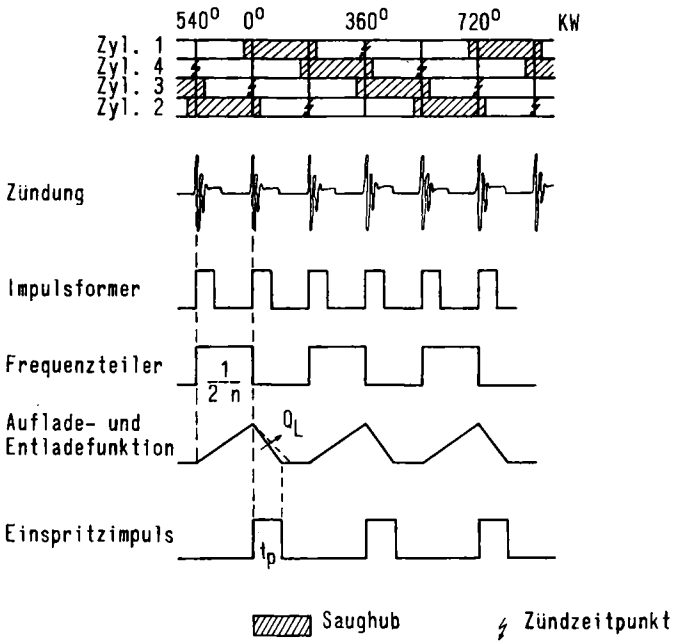


Bild 6. L-Jetronic – Impulsdiagramm für einen 4-Zyl.-Motor

welche die Luftmenge messen, sind in der Lage, der tatsächlichen Menge der Verbrennungsluft den Kraftstoff exakt zuzuordnen.

Bei einem solchen elektronischen System [8, 9] sollen die Magnetventile in möglichst einfacher Form vom Zündunterbrecher direkt ausgelöst werden. Da aber ein Luftmengenmesser die Information Drehzahl und Last bereits enthält, muß darauf geachtet werden, daß schon bei der Bildung der Einspritzzeit eine Division durch die Drehzahl eintritt, damit die doppelte Berücksichtigung der Drehzahl, die in der Pulsfolge und in der Luftmengenmessung zusammen auftritt, vermieden wird. Dies wird nach Bild 6 folgendermaßen ausgeführt (Beispiel eines 4-Zyl.-Motors):

Die 4 Unterbrechungen pro Arbeitsspiel des Zündunterbrechers werden, wie gezeichnet, durch einen elektronischen Untersetzer in zwei Perioden umgewandelt. Die Hälfte einer solchen Periode dient jeweils zum Laden eines Kondensators mit konstantem Strom. Die erzielte Spannung ist dabei der Drehzahl umgekehrt proportional, d. h. bei niedriger Drehzahl ist die erreichte Spannung durch die längere Ladezeit höher als bei hoher Drehzahl und umgekehrt. Wird nun in der zweiten Hälfte der Periode die Entladung des Kondensators mit einem vom Luftmengenmesser gesteuerten Strom vorgenommen,

so entsteht eine Entladezeit, die multipliziert mit der Impulshäufigkeit dem Luftdurchsatz proportional ist. Die Entladezeit wird zur Einspritzzeit der Magnetventile weiterverarbeitet. Die vier Einspritzventile spritzen gleichzeitig zwei Mal je Arbeitsspiel ein. Es ist bei Saugrohreinspritzung seit langem bekannt, daß eine zeitliche Vorlagerung der Einspritzmenge vor dem eigentlichen Ansaugtakt des Motors erlaubt ist.

Im Bild 7 ist der Luftmengenmesser [10] dargestellt. Eine Stauklappe wird vom Luftstrom gegen die Kraft einer weichen Uhrfeder ausgelenkt. Die Steuerung der Entladezeit erfolgt durch ein Schichtpotentiometer, das für die hohe Lastwechselzahl entwickelt wurde. Der Öffnungsverlauf und damit die Abhängigkeit des Auslenkungswinkels vom Luftdurchsatz erfolgt logarithmisch, so daß über den ganzen Bereich der gleiche prozentuale Fehler entsteht. Die Gegenfunktion im Potentiometer kompensiert diese logarithmische Funktion. Die logarithmische Winkelfunktion liegt bereits in der Gußkontur des Luftmengenmessers. Die Gegenfunktion des Potentiometers wird von außenliegenden Stütz-Widerständen gebildet. Diese werden einzeln unter Luftmengenmessung abgeglichen, so daß die Gesamtfehler klein gehalten werden. Eine Dämpfungsklappe sorgt für stabiles Verhalten des Luftmengenmessers bei pulsierender Strömung, wie sie insbesondere beim 4-Zyl.-Motor unter hoher Last und kleiner Drehzahl auftritt. Ferner wird durch diese Dämpfungsklappe das Übergangsverhalten des Motors bestimmt.

Bild 8 zeigt das Gesamtschema der L-Jetronic. Die übrigen Teile, außer dem Luftmengenmesser, entsprechen im wesentlichen der unter 3.2 beschriebenen Anlage.

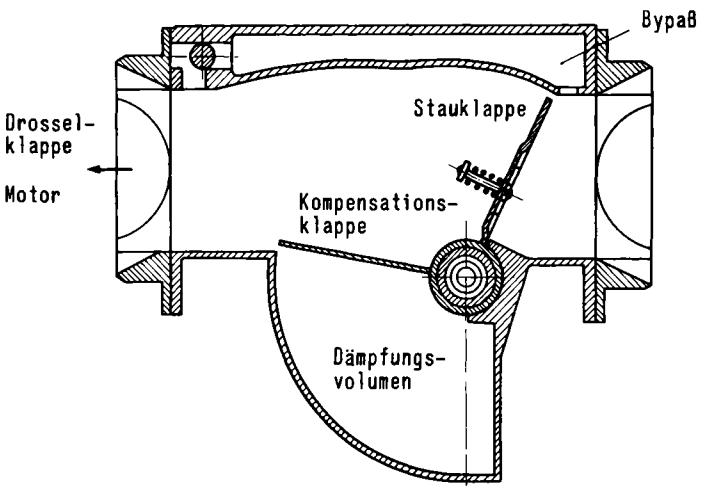


Bild 7. Luftmengenmesser der L-Jetronic

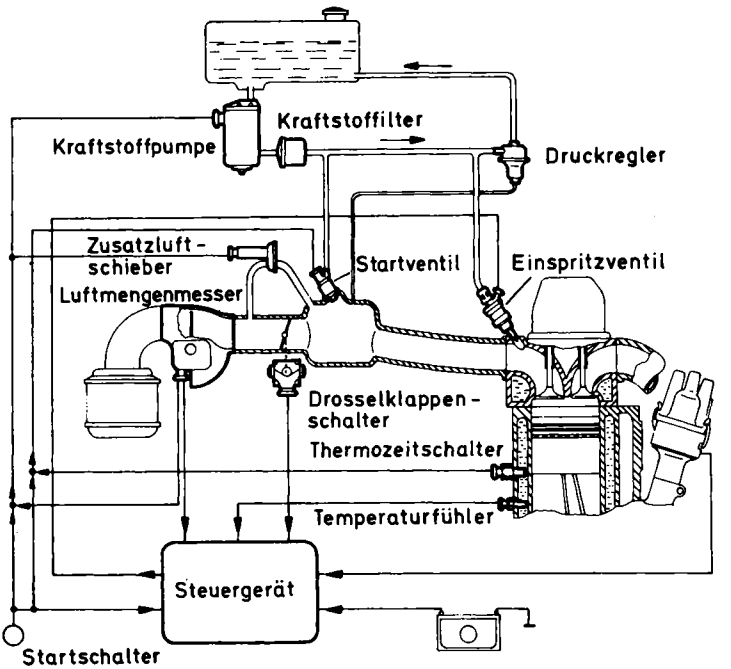


Bild 8. Prinzipbild der L-Jetronic – Luftmengen messende elektronische Einspritzanlage von Bosch

4 Beitrag der Benzineinspritzung zur Abgasentgiftung

Die eingangs erwähnten Vorteile der Gleichverteilung auf die Zylinder und die gute Anpassung an den Bedarf des Motors erlauben zusammen mit einer sorgfältigen Steuerung des Warmlaufs die Verminderung der unerwünschten Bestandteile im Abgas.

Die Verminderung der CO-Werte kommt dabei vorallem zustande durch die insgesamt ärmere Anpassung, die mit Einspritzung möglich ist. Man fährt im Haupt-Testgebiet, d. h. vorwiegend bei niederer bis mittlerer Teillast, in einem Bereich mit Luftüberschuß, der eine geringe CO-Emission ergibt. Die Kohlenwasserstoffwerte folgen im wesentlichen den CO-Werten, jedoch sind hierbei auch stärkere motorische Einflüsse zu berücksichtigen.

Die Stickoxid-Werte hängen vorallem von der Verbrennungstemperatur ab und sind mit der Einspritzung nicht primär zu beeinflussen. Ein häufig angewandtes Mittel, die Verbrennungstemperatur und damit den NO_x-Austoß zu senken, ist die Rückführung von Abgas in den Saugtrakt des Motors.

Für die sich in den USA weiter verschärfenden Vorschriften hat Bosch ein Verfahren entwickelt, das sich durch geringen Aufwand und gegenüber den sonstigen Nachbehandlungsverfahren der Abgase durch geringen Verbrauch auszeichnet. Dabei wird zur exakten Regelung auf stöchiometrisches Gemisch eine „LAMBDA-Sonde" angewandt. Die Sonde besteht aus Zirkondioxid, das mit Yttrium stabilisiert ist und wird an einer noch heißen Stelle der Auspuffleitung nach Zusammenfassung aller Zylinder angebracht. Im Punkt des stöchiometrischen Gemisches, d. h. im Punkt des Auftretens von Sauerstoff im Abgas, wenn man von reich nach arm fortschreitet, ergibt die Sonde einen Spannungssprung von fast 1 V. Dieser Spannungssprung wird zur Nachregelung in die Einspritzanlage zurückgeführt. Dies hat den Vorteil, daß in dem sich so ergebenden Punkt stöchiometrischen Gemischs ein einziger Katalysator, ohne die sonst übliche Zugabe von Sekundärluft, genügt, die drei der Limitierung unterliegenden Abgaskomponenten ausreichend zu reduzieren [11, 12, 13]. Die Einspritzung ist für diese Regelung deshalb besonders gut geeignet, weil sich durch ihre genauere Grundanpassung und durch die kaum vorhandene Wandbenetzung wesentlich günstigere Bedingungen für die Zeitkonstante und somit für die erzielten Abgaswerte ergeben, als dies beim Vergaser der Fall ist.

Literatur

[1] Eberle, O., Bosch-Einspritzausrüstung für Viertakt-Ottomotoren mit Mengenteiler-Saugrohreinspritzung. MTZ 20 (1959), S. 331–334.
[2] Grözinger, H., Die Benzineinspritzung des Daimler-Benz 230 SL-Motors. ATZ 65 (1963), S. 166–169.
[3] Sprenger, R., Benzineinspritzung am Porsche 911 E- und 911 S-Motor. ATZ 71 (1969), S. 363–366.
[4] FAG Kugelfischer, Georg Schäfer & Co., München. Einspritzpumpe für Benzin-Motoren, Typ PLO. Firmenschrift (1970).
[5] Schwartz, R., Stumpp, G., Knapp, H., K-Jetronic – kontinuierliche Benzineinspritzung von Bosch. ATZ 75 (1973), Teil 1: S. 393–398, Teil 2: S. 453–459.
[6] Dolza, J., A discussion of the basic design and operation of the General Motors fuel injection system. General Motors Engineering Journal (1957), S. 2.
[7] Glöckler, O., Rittmannsberger, N., Scholl, H., Weiterentwicklung der elektronisch gesteuerten Benzineinspritzung „Jetronic". ATZ 73 (1971), S. 126–132.
[8] Scholl, H., Elektronische Benzineinspritzung mit Steuerung durch Luftmenge und Drehzahl. MTZ 34 (1973), S. 99–105.
[9] Glöckler, O., Kraus, B., L-Jetronic – Elektronisches Benzineinspritzsystem mit Luftmengenmessung. MTZ 36 (1975), S. 242–248.

[10] Sauer, R., Der Luftmengenmesser der L-Jetronic. BOSCH-Technische Berichte 5 (1975), S. 159–165.
[11] Zechnall, R., Baumann, G., Reines Abgas bei Otto Motoren durch geschlossenen Regelkreis. MTZ 34 (1973), S. 7–11.
[12] Zechnall, R., Baumann, G., Eisele, H., Closed Loop Exhaust Emission Controll System with Electronic Fuel Injection. SAE-Paper Nr. 730566, Detroit 1973.
[13] Engh, G. T., Wallman, S., Development of the Volvo Lambda-Sond System. SAE-paper Nr. 770295, Detroit 1977.

1.64 Kraftstoffversorgung

Hermann Bäumler

Bei der weiteren Entwicklung von Kraftstofförderpumpen für Ottomotoren mit Vergasern verblieb man im wesentlichen bei dem Prinzip von mechanisch angetriebenen Membranpumpen. Die Lebensdauer der Membran konnte stark erhöht werden. Weiter wurden diese Pumpen durch zweckmäßige Membranformen, Größe und Anordnung der Arbeitsräume und Ausgestaltung der Ventile, besonders auch hinsichtlich des Fördervermögens für Kraftstoff im Grenzgebiet der Dampfblasenbildung, verbessert.

Die Betätigung der Membranen geschieht nach wie vor – je nach der Bauart der Motoren – über Stößel oder Hebel, die direkt auf entsprechenden Antriebsnocken der Nockenwelle laufen oder über Zwischenstößel bewegt werden. Die Stößel oder Hebel in der Kraftstoffpumpe sind über federnde Kupplungselemente mit Freilaufwirkung so mit der Membrane verbunden, daß deren Hub durch die Menge des vom Vergaser abgenommenen Kraftstoffes bestimmt wird. In konstruktiven Einzelheiten ist ein Übergang zu nicht lösbaren Verbindungen entsprechend den Erfordernissen und Möglichkeiten moderner Fertigungsmethoden zu beobachten.

Einen Schnitt durch eine moderne Kraftstoffpumpe mit Stößelantrieb zeigt Bild 1. Der Stößel der Kraftstoffpumpe wird direkt oder über einen Zwischenstößel von einem im Triebwerk des Motors angeordneten Nocken betätigt.

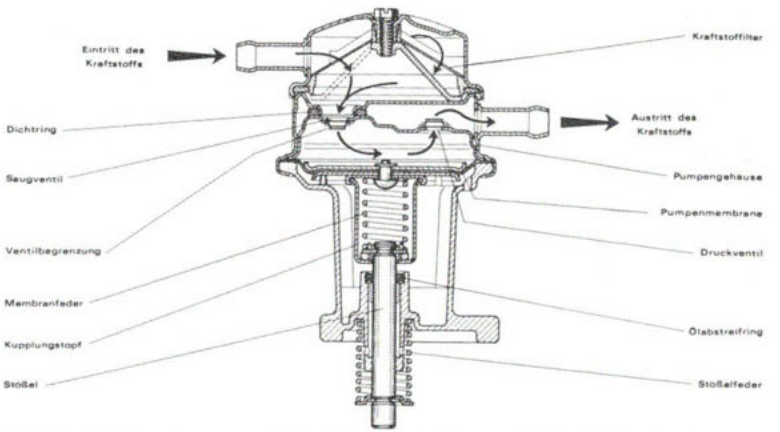


Bild 1. Kraftstoffpumpe mit Stößelantrieb Bauart APG (Bild: A. Pierburg, Autogerätebau, Neuß)

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

Beim Saughub wird die Pumpenmembrane durch die Kraft der Stößelfeder über den Kupplungstopf in die untere Endlage gezogen. Beim Druckhub folgt die Pumpenmembrane der Bewegung des Stößels nur so weit, wie Kraftstoff vom Vergaser abgenommen wird. Der Förderdruck wird hierbei durch die Membranfeder bestimmt.

Den entsprechenden Schnitt durch eine Pumpe mit Zwischenhebelantrieb zeigt Bild 2. Bei dieser Bauart wird die Membranstange und damit die Pumpenmembrane über den durch einen Zwischenstößel betätigten Antriebshebel nach unten bewegt. Dem Druckhub folgt sie wieder nur entsprechend der Menge des abgenommenen Kraftstoffes. Dabei hebt der Antriebshebel vom Kopf der Membranstange ab.

In diese Pumpe ist ein besonderes Membranventil eingebaut, welches bei stillstehendem Motor die Verbindung vom Tank zum Vergaser zwischen Pumpendruckventil und Pumpenaustritt abschließt. Bei Betätigung der Pumpe wirkt der Förderdruck auf die Membrane des Membranventils und öffnet dadurch mit Kraftübersetzung den Weg für den Kraftstoff. Die Rückseite der Membrane des Membranventils wird von der Eintrittseite des Kraftstoffes her beaufschlagt. Damit werden unterschiedliche Krafteinwirkungen auf das Membranventil durch unterschiedliches Tankniveau bei Schrägstellung des Fahrzeugs kompensiert.

Die Einbauverhältnisse im Motorraum sind bei neuen Fahrzeugen durch die vielen möglichen Zusatzgeräte räumlich und aus Temperaturgründen meist schwieriger als früher; die Temperaturen sind auch durch Maßnahmen für die Abgasentgiftung gestiegen. Zusätzlich zur Anwendung von Pumpen mit gutem Dampffördervermögen werden

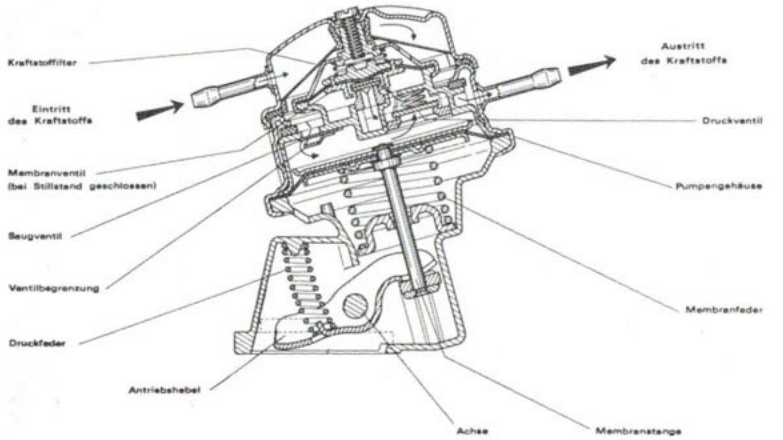


Bild 2. Kraftstoffpumpe mit Hebelantrieb und integriertem Membranventil Bauart APG (Bild: A. Pierburg, Autogerätebau, Neuß)

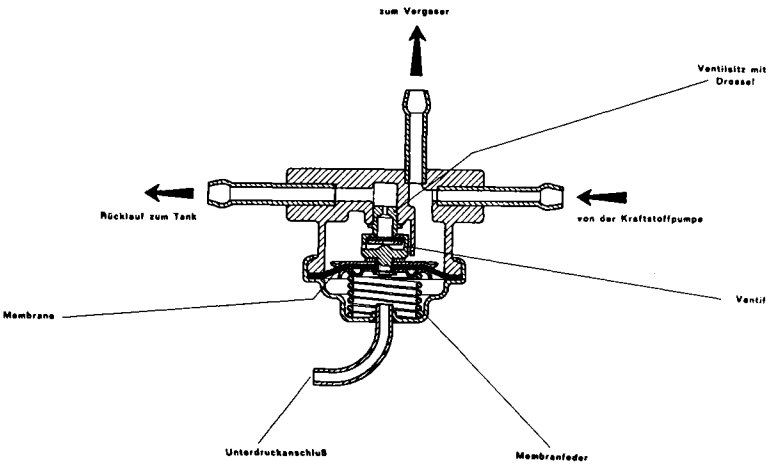


Bild 3. Kraftstoffrücklaufventil Bauart APG (Bild: A. Pierburg, Autogerätebau, Neuß)

deshalb oft Rücklaufsysteme verwendet, die im Leerlauf und bei Teillast eine verstärkte Durchspülung des Kraftstoffsystems durch einen Rücklauf zum Tank bewirken. Ein in solchen Fällen angewendetes durch den Saugrohrunterdruck gesteuertes Ventil zeigt Bild 3.

Bei weniger schwierigen Temperaturverhältnissen hilft – besonders bei Problemen im Heißstart – oft ein einfaches mit einer kalibrierten Drossel versehenes Überdruckventil in der Pumpe, welches eine Ver bindung vom Druckraum zum Saugraum öffnet.

Nach den neuen Sicherheitsbestimmungen wird – vorerst für US-Fahrzeuge – bei Stillstand des Motors ein fester Abschluß der Kraftstoffleitung zwischen Tank und Vergaser gefordert. Das in Bild 2 gezeigte Membranventil bewirkt diesen Abschluß bei stillstehender Pumpe. Solche Ventile können jedoch auch unabhängig von der Kraftstoffpumpe im Leitungsweg angeordnet sein.

In einigen Anwendungsfällen werden auch für Vergasermotoren elektrisch angetriebene Kraftstofförderpumpen benutzt. Bild 4 zeigt eine elektromagnetisch getriebene Membranpumpe.

In der oberen Totlage der Pumpenmenbrame ist das Schnapp-Schaltwerk eingeschaltet. Der Elektromagnet zieht den Anker und damit die Membrane an die untere Totlage und öffnet über die Membranstange das Schaltwerk. Die Membrane bewegt sich dann unter der Kraft der Membranfeder und entsprechend der Abnahmemenge für den Kraftstoff in die obere Totlage. Dort wird durch die Membranstange das nächste Arbeitsspiel eingeleitet.

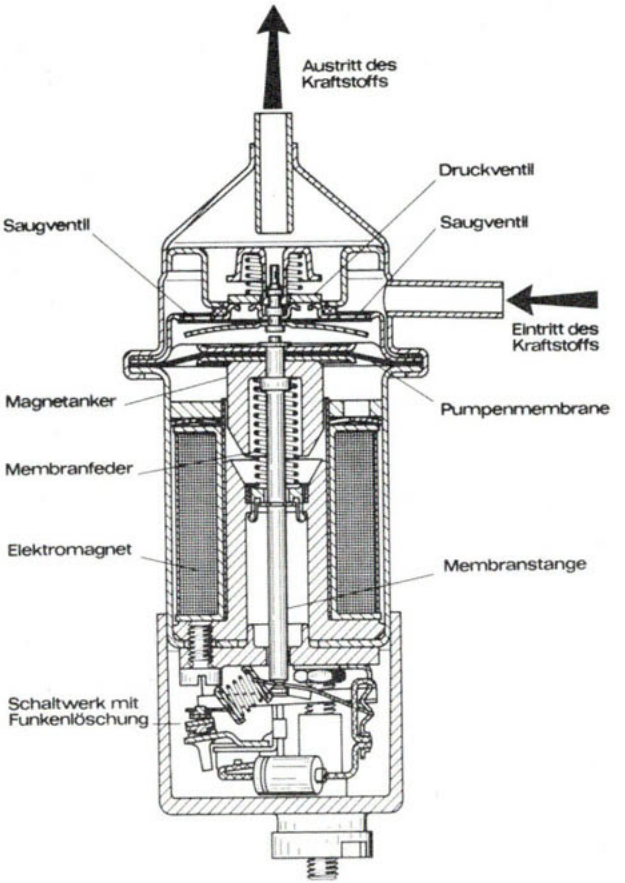


Bild 4. Elektromagnetisch betätigte Membranpumpe

Häufiger, als elektromagnetisch getriebene Membranpumpen, werden elektromotorisch betriebene Kraftstoffpumpen verwendet. Ihr Hauptanwendungsgebiet sind Ottomotoren mit Benzin-Einspritzung, welche Förderdrücke von etwa 3 – 5 bar – gegenüber etwa 0,2 – 0,3 bar bei Vergaser-Motoren – brauchen. Neue Bauformen solcher Kraftstoffpumpen haben einen im Kraftstoff laufenden Elektromotor (Bild 5).

Das Pumpenwerk, üblicherweise ein Rollenzellen- oder Flügelzellenwerk, ist unmittelbar auf der Motorwelle befestigt und zusammen mit Magneten, Anker und Kollektor des Motors in das vom Kraftstoff durchströmte Gehäuse eingebaut. An geeigneter Stelle des Kraft-

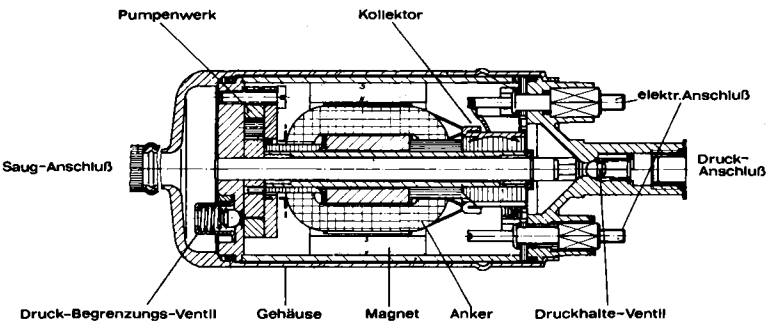


Bild 5. Elektromotorisch angetrebene Rollenzellenpumpe Bauart Bosch (Bild: Robert Bosch GmbH, Stuttgart)

stoffweges sind ein Druckbegrenzungsventil und ein Druckhalte-Ventil vorgesehen. Letzteres erhält den Förderdruck in der Zuleitung zum Einspritzsystem auch nach Abstellen des Elektromotors.

In Kombination mit den elektrisch angetriebenen Kraftstofförderpumpen können auch die vorher angesprochenen Rücklaufventile oder Membran-Absperrventile benützt werden.

Für Dieselmotoren benötigt man Vorförderpumpen, die den Kraftstoff aus dem Tank zur Einspritzpumpe fördern. Solche Vorförderpumpen werden entweder als Membranpumpe (ähnlich Bild 1 oder 2), als kleine Kolbenpumpe oder als Flügelzellenpumpe angeführt. In modernen Bauformen von Verteiler-Einspritzpumpen ist diese Vorförderpumpe in der Ausführung einer Flügelzellenpumpe mit eingebaut.

1.7 Kühlung

1.71 Gebläse für wassergekühlte und luftgekühlte Motoren

Dieter Esche

1 Einleitung
2 Merkmale der Kühlgebläse von wassergekühlten und luftgekühlten Motoren
3 Auslegung und Berechnung
31 Axialgebläse ohne Leitrad
32 Axialgebläse mit Leitrad
321 Leitradanordnungen
322 Auslegungsdiagramme
323 Auslegungsbeispiel
4 Fertigungstechnische Gesichtspunkte
5 Gebläsegeräusch und geräuschmindernde Maßnahmen

1 Einleitung

Das Kühlgebläse des wasser- und des luftgekühlten Motors wurde im ATH, Bd. 1, Kap. 2.34 u. 2.35 schon zum Teil ausführlich behandelt[3]. Der Inhalt des vorliegenden Kapitels ist als Ergänzung zu dem vor über einem Jahrzehnt niedergelegten Entwicklungs- und Erfahrungsstand anzusehen, der als bekannt vorausgesetzt wird.

Im Gebläsebau wurden neue Erkenntnisse sowohl auf dem strömungstechnischen als auch auf dem akustischen Gebiet gewonnen.

Auf dem strömungstechnischen Sektor führten theoretische und experimentelle Untersuchungen zu verfeinerten Berechnungsmethoden.

Ist der genaue Betriebspunkt des Gebläses bekannt, so können die Abmessungen, Drehzahlen und Leistungen der Auslegungen im Hinblick auf besten Wirkungsgrad heute schon im Projektstadium zielsicher vorausberechnet werden. Auf dem Gebiet der Gebläseakustik haben verschiedene in Einzelveröffentlichungen publizierte Forschungsergebnisse in der industriellen Praxis eine breitere Anwendung gefunden und zu Fortschritten bei der Geräuschabsenkung geführt. Neben dem grundsätzlichen Bemühen um einen möglichst niedrigen Geräuschpegel stand dabei die Beseitigung der bei Gebläsen sehr störenden Frequenzspitzen im Vordergrund.

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

Verwendete Symbole

$A_{Kü}$	m	Seitenlänge der quadratischen Stirnfläche des Kühlers
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
c_a	–	Auftriebsbeiwert
c_{ax}	m/s	Axialgeschwindigkeit
c_u	m/s	Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit zwischen dem Laufrad und dem Leitrad
D	m	Außendurchmesser des Gebläses
f	Hz	Frequenz
L	dB	Geräuschpegel
m	kg/s	Luftdurchsatz
N	kW	Leistungsaufnahme des Gebläses
n	l/min	Drehzahl des Gebläses
P	N/m^2	Statischer Druck
P_o	N/m^2	Ruhedruck vor dem Gebläse
ΔP	N/m^2	Statische Druckerhöhung
ΔP_{ges}	N/m^2	Gesamtdruckerhöhung
S	W	Schalleistung
t/l	–	Teilungsverhältnis
$(t/l)_a$	–	Teilungsverhältnis an der Laufradspitze
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
α	Grad	Winkel zwischen zwei Nachbarschaufeln
η	–	Statischer Wirkungsgrad
η_{ges}	–	Gesamtwirkungsgrad (= adiabatischer Wirkungsgrad)
ν	–	Nabenverhältnis
ρ	kg/m^3	Luftdichte
φ	–	Lieferzahl $(= 4 \times m/(\pi \times \rho \times D^2 \times u))$
Ψ	–	Druckzahl der statischen Druckerhöhung
Ψ_{ges}	–	Druckzahl der Gesamtdruckerhöhung
Ψ_{th}	–	Theoretische Druckzahl $(= \Psi/\eta)$

2 Merkmale der Kühlgebläse von wassergekühlten und luftgekühlten Motoren

Die stark gestiegene Kühlleistung des Motors und die Forderung nach kleinsten Abmessungen des Gebläses führten sowohl beim wasser- als auch beim luftgekühlten Motor fast ausnahmslos zu Kühlgebläsen der axialen Bauart. Nur bei luftgekühlten 1- und 2-Zylinder-Motoren werden auch Radialgebläse verwendet. Sie sind oft im Schwungrad untergebracht, dadurch entfallen Antriebsriemen oder Zahnräder.

Die Trommelläufer und die Querstromgebläse bieten wegen ihres breitbandigen Geräuschspektrums zwar akustische Vorteile, doch besitzen beide Gebläsetypen sehr niedrige Wirkungsgrade und haben deshalb im Motorenbau bis heute keinen Eingang gefunden.

Das Axialgebläse bietet durch seinen hohen Wirkungsgrad die Voraussetzung für einen minimalen Kühlleistungsaufwand. Gegenüber dem Radialgebläse zeichnet es sich bei gleicher Fördermenge durch einen kleineren Außendurchmesser aus und gestattet eine einfachere Gestaltung der Kühlluftführung.

Der durch das Gebläse strömenden Kühlluft wird im Laufrad eine Energie zugeführt, die sich aus einem statischen und einem dynamischen Energieanteil zusammensetzt.

$$\frac{\Delta P_{ges}}{\rho} = \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{c_u^2}{2} + \frac{c_{ax}^2}{2}$$

Bei dem Axialgebläse ohne Leitrad kann der dynamische Energieanteil der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit (Drallenergie hinter dem Laufrad) nicht als statische Energie zurückgewonnen werden und geht verloren. Ist dieser prozentuale Anteil der dynamischen Energie an der Gesamtenergie nur sehr gering und kleiner als die Strömungsverluste des Leitrades, so sollte das Gebläse ohne Leitrad ausgeführt werden. Die Voraussetzungen für eine kleine Geschwindigkeit c_u können aus der Euler'schen Gleichung

$$c_u = \frac{1}{\rho \cdot \eta_{ges}} \cdot \frac{\Delta P_{ges}}{u}$$

abgelesen werden. Niedrige Gesamtdruckerhöhungen ΔP_{ges} und/oder hohe Umfangsgeschwindigkeiten u führen zu kleinen Geschwindigkeiten c_u.

Unterschreitet bei Kühlgebläsen von Verbrennungsmotoren die Druckzahl der Gesamtdruckerhöhung

$$\psi_{ges} = \frac{\Delta P_{ges}/\rho}{u^2/2}$$

den Wert 0,25, so kann auf das Leitrad verzichtet werden. Man bezeichnet die leitradlosen Axialgebläse oft auch als Lüfter oder Ventilatoren.

Zwischen dem Kühlgebläse des wasser- und dem des luftgekühlten Motors bestehen auf Grund der verschiedenen Merkmale der Kühlverfahren prinzipielle Unterschiede. Beim wassergekühlten Motor muß die Berechnung und Auslegung des Kühlgebläses in engem Zusammenhang mit der des Wasserkühlers erfolgen. Das Kühlgebläse und der Kühler bilden eine Einheit. Die Kühlertiefe legt ungefähr die Höhe des notwendigen Förderdruckes fest, die Stirnfläche des Kühlers be-

stimmt den Außendurchmesser des Gebläses. Um einen möglichst niedrigen Kühlleistungsaufwand zu erzielen, ist zwischen dem Kühler und dem Gebläse eine Luftführung vorzusehen. Wird das Gebläse hinter dem Kühler angeordnet, so sollte der Außendurchmesser des Gebläses

$$D \approx \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot A_{Kü}$$

betragen [1]. Bei vor dem Kühler installiertem Gebläse muß ein größerer Gebläseaußendurchmesser vorgesehen werden. Der relativ niedrige Druckwiderstand des Wasserkühlers führt im allgemeinen zu Druckzahlen unter 0,25, so daß beim Kühlgebläse des wassergekühlten Motors fast immer auf das Leitrad verzichtet werden kann.

Bei den meisten wassergekühlten Kraftfahrzeug- und Stationärmotoren wird das Kühlgebläse zwischen dem Motor und dem Kühler angeordnet. Bei Heck- und Unterflurmotoren und Motoren von Lokomotiven werden das Gebläse und der Kühler meist vom Motor getrennt installiert.

Beim luftgekühlten Motor ist das Kühlgebläse ein integriertes Bauteil des Motors. Auf Grund der geringeren spezifischen Kühlluftmenge und wegen der schärferen räumlichen Beschränkungen am Motor ist sein Außendurchmesser wesentlich kleiner als der des Gebläses vom wassergekühlten Motor gleicher Leistung. Dies und der höhere Druckwiderstand (Zylinderverrippung) führen beim Kühlgebläse des luftgekühlten Motors in der Regel zu Druckzahlen der Gesamtdruckerhöhung von $0{,}25-0{,}6$, was den Fortfall des Leitrades nicht erlaubt.

Beim luftgekühlten Reihenmotor ist das Kühlgebläse meist neben der Zylinderreihe vor einer tubusförmigen Luftführungshaube angeordnet. Beim V-Motor bietet sich als Kühlluftverteilungsraum der Raum zwischen den Zylinderreihen an, wobei das Kühlgebläse sowohl an der Stirnseite des Motors als auch über dem V-Raum liegend angeordnet werden kann.

Das Druckgebläse hat sich bei den meisten luftgekühlten Motoren gegenüber dem Sauggebläse als zweckmäßiger erwiesen. Sauggebläse bieten insbesondere dann Vorteile, wenn der zur Verfügung stehende Einbauraum des Motors sehr begrenzt ist (bei Militärfahrzeugen und Lokomotiven) und eine Entlüftung des Motorraumes gefordert wird. Der Verteilung der Kühlluft auf die einzelnen Zylinder und die Kühler muß bei sauggekühlten Motoren besondere Aufmerksamkeit beigemessen werden.

3 Auslegung und Berechnung

Vor der Berechnung und dem Entwurf eines Kühlgebläses muß die genaue Lage des Betriebspunktes bekannt sein. Neben der zur Kühlung

notwendigen Luftmenge muß der Widerstand des Wasserkühlers oder der der Rippenzylinder, der Widerstand der Kühlluftführung und der Einbauwiderstand gegeben sein. Bei der Vielzahl der Einbaumöglichkeiten des Motors und der sehr unterschiedlichen Kühlluftführungen läßt sich der Gesamtwiderstand hinreichend genau nur durch entsprechende Strömungsversuche bestimmen. Anhaltswerte für wassergekühlte Motoren gibt Marcinowski an [2], für luftgekühlte Motoren sind Richtwerte im 1. Band dieses Handbuches mitgeteilt worden [3].

31 Axialgebläse ohne Leitrad

Bei den niedrigen Druckzahlen der leitradlosen Axialgebläse treten sehr niedrige Belastungszahlen $c_a\, l/t$ auf, die zu kleinen Schaufelzahlen führen. Bei der Berechnung der Schaufelprofile benützt man daher zweckmäßigerweise die Tragflügeltheorie [4].

Ein für die Entwurfspraxis sehr brauchbares Auslegungsverfahren gibt Marcinowski an [1]. Es gestattet mit Hilfe von Arbeitsblättern die schnelle Festlegung des Außendurchmessers, der Drehzahl und des Leistungsbedarfes von Gebläsen mit Blechschaufeln und von gegossenen Gebläsen mit profilierten Schaufeln.

Umfangreiche Messungen haben gezeigt, das strömungstechnisch hochwertige Axialgebläse mit profilierten Schaufeln nur bei sehr kleinen Laufradspalten Wirkungsgradvorteile bieten [5]. Bei der klassischen, von dem Gebläse und dem Motor getrennten und elastischen Befestigung des Wasserkühlers, bei der Spaltgrößen von $5-20$ mm vorgesehen werden müssen, besitzen einfache Gebläse mit angenieteten Blechschaufeln kaum schlechtere Wirkungsgrade.

32 Das Axialgebläse mit Leitrad

321 Unterschiedliche Leitradanordnungen

Bei dem Axialgebläse kann das Leitrad vor oder hinter dem Laufrad angeordnet werden.

Bei dem Gebläse mit einem Nachleitrad sind beide Strömungsgitter Verzögerungsgitter, d. h. sowohl im Laufrad als auch im Leitrad erfolgt eine Erhöhung des statischen Druckes.

Bei dem Gebläse mit Vorleitrad entspricht das Leitrad einem Beschleunigungsgitter, und es erfolgt in ihm ein Abfall des statischen Druckes. Das Laufrad muß die geforderte statische Druckerhöhung allein aufbringen und noch zusätzlich den Druckabfall des Leitrades kompensieren. Bild 1 zeigt den Unterschied im statischen Druckverlauf zwischen beiden Gebläsetypen.

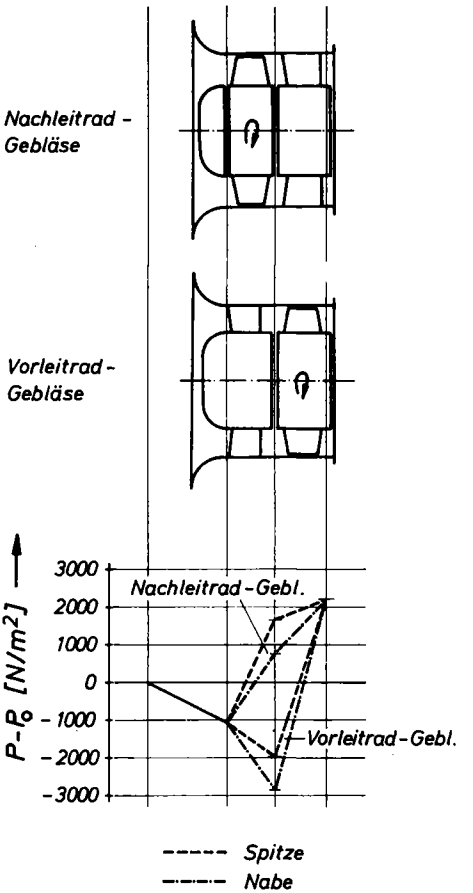


Bild 1. Statischer Druckverlauf in einem Axialgebläse mit einem Nachleitrad (oben) und einem Vorleitrad (unten)

Luftdurchsatz:	2,3 kg/s
Statische Druckerhöhung:	2200 N/m²
Drehzahl:	6130 1/min
Außendurchmesser:	0,3 m
Nabenverhältnisse:	0,605 (Gebl. mit Nachleitrad)
	0,650 (Gebl. mit Vorleitrad)

322 Auslegungsdiagramme

Die dimensionslosen Kennwerte des Kühlgebläses Ψ, η und ν lassen sich mit Hilfe der in Bild 2 angegebenen Auslegungsdiagramme ermitteln. Wirkungsgradoptimale Gebläseausführungen werden dabei durch

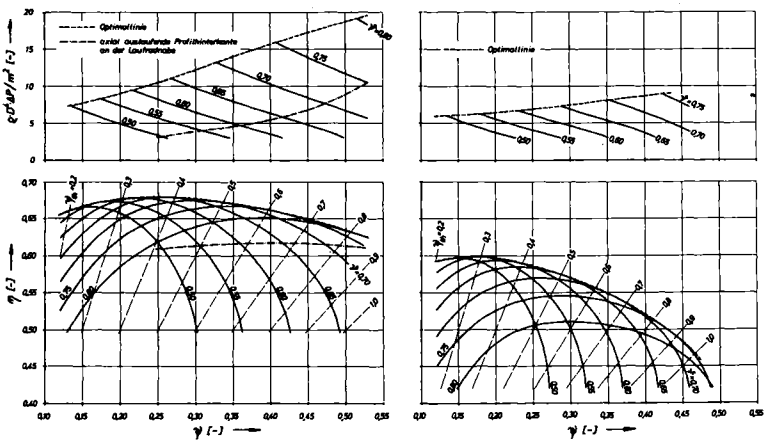


Bild 2. Auslegungsdiagramme für Axialgebläse mit einem Nachleitrad (links) und einem Vorleitrad (rechts)

die Einhüllenden (Optimallinien) der Linien ν = konstant festgelegt. Der statische Wirkungsgrad η erfaßt neben den Strömungsverlusten der Beschaufelung auch die kinetische Energie der Axialgeschwindigkeit, die bei Kühlgebläsen von Verbrennungsmotoren in der Regel verloren geht. $\Psi = (\Delta P/\rho)/(u^2/2)$ ist die Druckzahl der statischen Druckerhöhung des Gebläses.

Die Ausgangsgrößen für den Entwurf m, ΔP und D lassen sich sinnvollerweise in einer Kennzahl $\rho \cdot D^4 \cdot \Delta P/m^2$ zusammenfassen, die mit den Gebläsekennwerten in folgendem Zusammenhang steht [6]:

$$\frac{\rho \cdot D^4 \cdot \Delta P}{m^2} = \left(\frac{50}{\pi^2}\right) \cdot \left(\frac{\eta^2}{\Psi}\right) \Big/ \left(\frac{1}{\nu} - \nu\right)^2$$

Ist der Außendurchmesser des Gebläses durch die Konstruktion des Motors schon fest vorgegeben, so lassen sich wirkungsgradoptimale Auslegungen oft nicht realisieren. Die Optimallinien überdecken nämlich nur begrenzte Wertebereiche der Kennzahl $\rho \cdot D^4 \cdot \Delta P/m^2$.

Da der dem Kühlgebläse zur Verfügung stehende Raum beim luftgekühlten Motor sehr begrenzt ist, ist der Außendurchmesser des Gebläses oft kleiner als der Optimaldurchmesser. Der dadurch auftretende Wirkungsgradverlust kann 1–5% betragen.

Eine Übertragung der Linien des max. Wirkungsgrades in das Lieferzahl/Druckzahl-Diagramm (Druckzahl der Gesamtdruckerhöhung) führt zu Optimalbedingungen, die von der von Cordier angegebenen Kurve [7] abweichen. Zur wirkungsgradoptimalen Auslegung von Axialgebläsen ist daher diese Kurve, wie Bild 3 zeigt, nicht heranzuziehen.

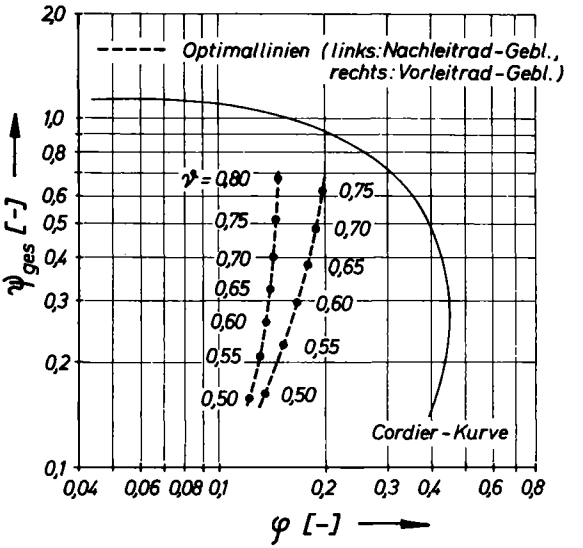


Bild 3. Lieferzahl/Druckzahl-Diagramm

323 Auslegungsbeispiel

Bei einer Kühlluftmenge $m = 6$ kg/s, einer statischen Druckerhöhung $\Delta P = 2600$ N/m² und einem durch die Konstruktion des Motors vorgegebenen Außendurchmesser $D = 0{,}46$ m ist $\rho \cdot D^4 \cdot \Delta P/m^2 = 3{,}96$ (bei 1013 mbar und 15°C). Dieser Kennzahlwert führt beispielsweise bei einem Gebläse mit einem Vorleitrad und einem Nabenverhältnis $\nu = 0{,}61$ zu einer Druckzahl $\Psi = 0{,}334$ und einem Wirkungsgrad $\eta = 0{,}526$ (s. Bild 2, rechts). Die Drehzahl des Gebläses ergibt sich aus

$$n = \frac{\sqrt{7200}}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho \cdot D^2 \cdot \psi}}$$

zu 4680 1/min, die Leistungsaufnahme des Gebläses aus

$$N = \frac{\Delta P \cdot m}{\rho \cdot \eta}$$

zu 24,2 kW.

Bei dem Axialgebläse mit einem Leitrad treten auf Grund der höheren Druckzahl in den Beschaufelungsgittern wesentlich höhere Belastungszahlen auf. Diese führen zu engen Schaufelteilungen und zu großen Schaufelzahlen. Bei der Berechnung und dem Beschaufelungs-

entwurf ist es daher vorteilhafter, statt der Tragflügeltheorie eine der Gittertheorien zu benutzen. Sowohl Verfahren der Singularitätenmethode als auch Verfahren der konformen Abbildung führen zu zielsicheren Ergebnissen [8, 9].

4 Fertigungstechnische Gesichtspunkte

Bei den hohen Stückzahlen der Kühlgebläse im Motorenbau werden die Beschaufelungskränze meistens nach dem Druckgußverfahren hergestellt. Die Investitionskosten für ein Druckgußwerkzeug richten sich in erster Linie nach der Entformungsrichtung und sind am niedrigsten, wenn die axiale Entformungsrichtung gewählt wird. Dies setzt überdeckungs- und überkrümmungsfreie Beschaufelungen voraus.

Bei den leitradlosen Axialgebläsen ist diese Forderung wegen der großen Schaufelteilungen immer erfüllt: Die Strömungsgitter des Gebläses mit einem Vorleitrad lassen sich schon im mittleren Druckzahlbereich nur noch bei sehr großen Nabenverhältnissen überdeckungsfrei ausführen. Bei der Herstellung dieses Gebläsetyps muß daher meistens das teurere Gießwerkzeug gewählt werden. Für die Leitradbeschaufelungen des Gebläses mit einem Nachleitrad trifft das gleiche zu. Zwar sind diese Strömungsgitter stets überdeckungsfrei, doch sind die Schaufelprofile wegen der geforderten Drallfreiheit hinter dem Gebläse immer über die Axialrichtung hinaus gekrümmt. Dagegen lassen sich die Laufradbeschaufelungen dieses Gebläsetyps (werden der Entwurfsrechnung nicht sehr niedrige Auftriebsbeiwerte zugrundegelegt) überdeckungsfrei ausführen, und sie sind oberhalb der im Auslegungsdiagramm (Bild 2, links) eingetragenen strichpunktierten Linie auch überkrümmungsfrei.

5 Gebläsegeräusch und geräuschmindernde Maßnahmen [10]

Das von Axialgebläsen emittierte Geräusch setzt sich aus zwei verschiedenen Geräuschanteilen zusammen, aus dem Wirbelgeräusch und dem als Drehklang bezeichneten Tonalgeräusch. Beide Geräuschkomponenten besitzen unterschiedliche physikalische Entstehungsmechanismen.

Den weitaus größten Anteil zum Gesamtgeräusch eines Gebläses liefert das Wirbelgeräusch.

Die hinter jeder Schaufel im Profilnachlauf vorhandenen Wirbel bewirken Zirkulationsschwankungen und dadurch Druckverteilungsänderungen am Profil, die zu Schallwellen führen. Dabei sind die akustischen Frequenzen identisch mit den Frequenzen der Wirbelbildung. Da die Frequenz der Wirbelbildung (Strouhal-Frequenz

$f \approx 0{,}18\ c/d$) von der Profilanströmgeschwindigkeit c und der Profildicke d abhängt und sich über der Schaufelhöhe ändert, erstreckt sich das Wirbelgeräusch über einen breiten Frequenzbereich (Breitbandgeräusch).

Die rechnerische Erfassung des Wirbelgeräusches von Axialgebläsen gelang erstmals Judin [11]. Er leitete die von einem umströmten Einzeltragflügel emittierte Schalleistung aus der akustischen Leistung des Dipols ab und multiplizierte diesen Wert mit der Schaufelzahl des Strömungsgitters. Damit läßt sich das Wirbelgeräusch eines Axialgebläses recht genau vorausberechnen.

$$S = \left(\frac{1{,}8 \cdot 10^{-3}}{\rho \cdot a^3}\right) \cdot \frac{\sqrt{1 + \nu^2}}{(1 + \nu) \cdot (1 - \nu^2)} \cdot \left(\frac{t}{l}\right)_a \cdot \frac{(m \cdot \Delta P_{ges}/\rho)^2 \cdot (1 - \eta_{ges})^2}{D^2}$$

Die Schalleistung des Wirbelgeräusches ist dem Quadrat der Förderleistung $m \cdot \Delta P_{ges}/\rho$ proportional. Da sich diese beim Gebläse annähernd mit der 3. Potenz der Drehzahl ändert, ist das Wirbelgeräusch eines Axialgebläses ungefähr der 6. Potenz der Drehzahl proportional. Dies steht in guter Übereinstimmung mit Messungen der Praxis [12]. Beispielsweise steigt bei einer Verdopplung der Gebläsedrehzahl der Pegel des Wirbelgeräusches um etwa 18 dB.

Da die Dichte ρ und die Schallgeschwindigkeit a als konstante Werte angesehen werden können, und auch das Nabenverhältnis ν und das Teilungsverhältnis $(t/l)_a$ bei wirkungsgradoptimalen Ausführungen nur in sehr engen Grenzen variiert werden können, wird das Wirbelgeräusch im wesentlichen nur durch die Förderleistung, den Gesamtwirkungsgrad und den Außendurchmesser des Gebläses bestimmt.

Unter Berücksichtigung der Definition für den Schalleistungspegel

$$L = 10 \cdot \lg (S/S_0) \qquad \text{mit } S_0 = 10^{-12}\ W$$

entsprechend der Hörschwelle ist die Differenz der Schalleistungen zweier Wirbelgeräusche:

$$L_2 - L_1 = 20 \cdot \lg \frac{(m \cdot \Delta P_{ges}/\rho)_2}{(m \cdot \Delta P_{ges}/\rho)_1} + 20 \cdot \lg \frac{(1 - \eta_{ges})_2}{(1 - \eta_{ges})_1} + 20 \cdot \lg \left(\frac{D_1}{D_2}\right)$$

In Bild 4 ist dieser Zusammenhang graphisch dargestellt.

Im Gegensatz zu dem bisher behandelten Breitbandgeräusch werden Frequenzspitzen des Geräuschspektrums erfahrungsgemäß wesentlich lästiger empfunden. Die Beseitigung bzw. Minderung der für Gebläse so charakteristischen Drehklangtöne ist daher eine der wichtigsten Aufgaben der Lärmminderung.

Jedes rotierende Strömungsgitter erzeugt ein rotierendes Druckfeld, dessen periodische Druckschwankungen als Töne wahrgenommen werden. Die Lage dieser Drehklangtöne wird durch das Produkt aus Schaufelzahl und Drehzahl bestimmt.

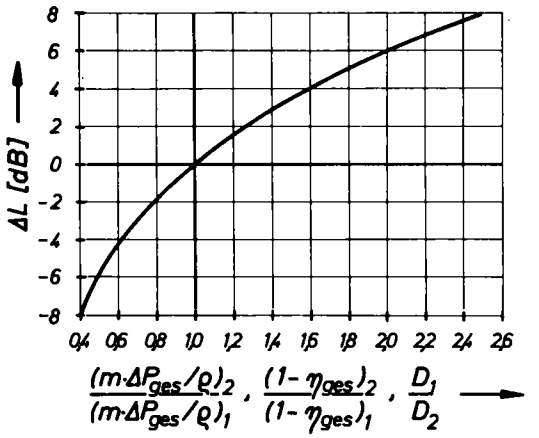


Bild 4. Einfluß der Förderleistung, des Gesamtwirkungsgrades und des Außendurchmessers auf die Änderung des Wirbelgeräusches von Axialgebläsen

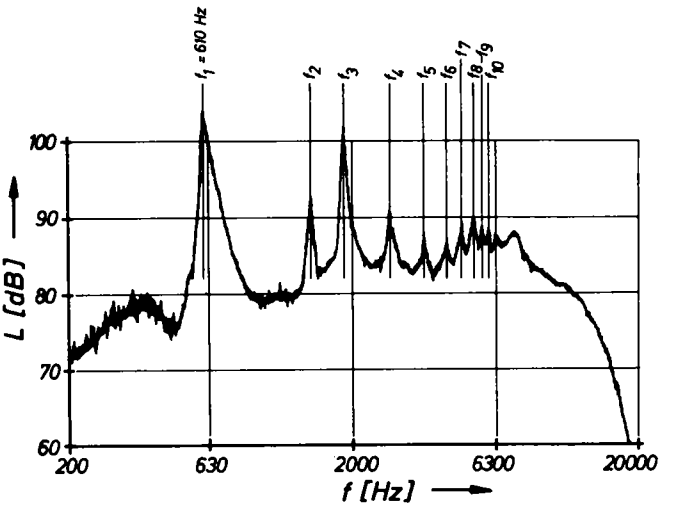


Bild 5. Geräuschspektrum eines Axialgebläses mit gleicher Laufradschaufelteilung

Luftdurchsatz:	2,4 kg/s
Statische Druckerhöhung:	1700 N/m²
Drehzahl:	6100 1/min
Außendurchmesser:	0,3 m
Nabenverhältnis:	0,533

Bild 5 zeigt das Geräuschspektrum eines Axialgebläses mit stark ausgeprägten Frequenzspitzen. Man erkennt deutlich das breitbandige Wirbelgeräusch und aus diesem herausragend die Drehklangtöne vom Grundton bis zum Oberton der 10. Ordnung.

Eine Minderung bzw. Beseitigung dieses Tonalgeräusches kann durch Modulation der Drehklangtöne erzielt werden. Dies geschieht, indem die Schaufeln am Laufradumfang ungleichmäßig angeordnet werden. Dadurch wird zwar die Strömung innerhalb des Schaufelgitters gestört, und es werden höhere Strömungsverluste verursacht, doch beträgt der Wirkungsgradverlust bei geringen Teilungsverschiedenheiten nur einige Prozent.

Mellin und Sovran geben ein Verfahren an [13], bei dem über das Spektrum der Anregungsfunktion das abgestrahlte Drehklangspektrum bestimmt werden kann. Spektren der Anregungsfunktionen bei ungleichen Schaufelteilungen werden dabei mit Hilfe der Fourier-Analyse ermittelt.

Bild 6 zeigt das Geräuschspektrum eines Axialgebläses, bei dem der tonale Geräuschanteil völlig beseitigt werden konnte. Das Laufrad von diesem Gebläse mit seinen zwölf am Umfang ungleichmäßig angeordneten Schaufeln zeigt Bild 7.

Von Mellin und Sovran empfohlene Schaufelanordnungen für Laufräder mit 4 bis 15 Schaufeln können den Tabellen 1 und 2 entnommen werden.

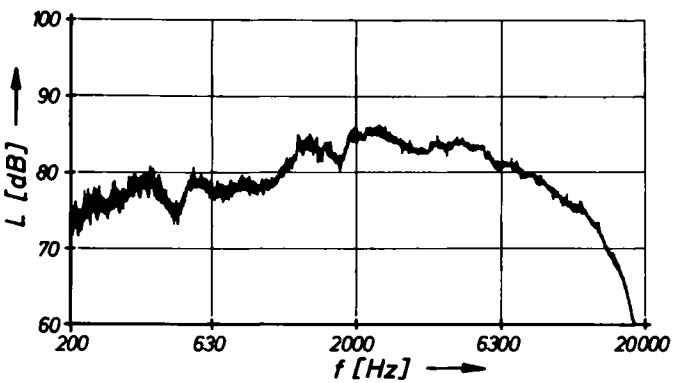


Bild 6. Geräuschspektrum eines Axialgebläses mit ungleicher Laufradschaufelteilung

Luftdurchsatz:	2,4 kg/s
Statische Druckerhöhung:	1700 N/m^2
Drehzahl:	5840 1/min
Außendurchmesser:	0,3 m
Nabenverhältnis:	0,506

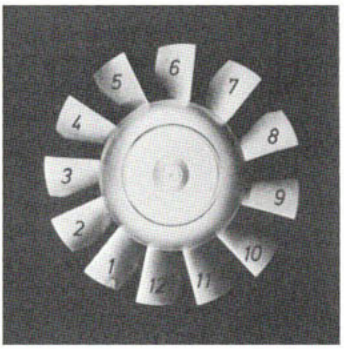


Bild 7. Laufrad mit ungleicher Schaufelteilung (Durchmesser und Betriebswerte des Gebläses s. Bild 6)

Literatur

[1] Marcinowski, H., Die Auslegung von Ventilatoren für Kraftfahrzeug-Kühlanlagen. MTZ 19 (1958) S. 304–311.
[2] Marcinowski, H., Luftführung und Leistungsbedarf bei Fahrzeug-Kühlanlagen mit Wasserkühlung. MTZ 19 (1958), S. 342–348.
[3] Bussien, Automobiltechnisches Handbuch, Band 1, Berlin 1965.
[4] Eck, B., Ventilatoren. 5. Aufl., Berlin 1972.
[5] Marcinowski, H., Der Einfluß des Laufradspaltes bei leitradlosen, frei ausblasenden Axialventilatoren. Voith-Forschung und Konstruktion H. 3, (1958).
[6] Esche, D., Beitrag zur Entwicklung von Kühlgebläsen für Verbrennungsmotoren. MTZ 37 (1976), S. 399–403.
[7] Cordier, O., Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen. BWK 10 (1953), S. 337–340
[8] Scholz, N., Aerodynamik der Schaufelgitter, Band 1. Karlsruhe 1965.
[9] Eckert, B., Schnell, E., Axial- und Radial-Kompressoren. 2. Aufl., Berlin 1961.
[10] Killmann, I., Progess in Fan Noise Reduction. Diesel & Gas Turbine Progress Worldwide Edition, 1972, S. 30–31.
[11] Judin, E. J., Untersuchung des Lärms von Lüfteranlagen und die Methode zu seiner Bekämpfung (in russischer Sprache). ZAGI Report 713, Moskau 1958.
[12] Laux, H., Geräusche in Lüftungs- und Klimaanlagen. Heiz.-Lüft.-Haustechn. 10 (1964), S. 345–358.
[13] Mellin, R. C., Sovran, G., Controlling the Tonal Characteristics of the Aerodynamic Noise Generated by Fan Rotors. Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering (1970), S. 143–154.

Tabellen 1 und 2 siehe Seiten 280, 281

Tabelle 1: Ungleichmäßige Schaufelanordnungen für Laufräder von Axialgebläsen (Laufräder nicht unwuchtfrei)

		Schaufelzahl											
		4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	$\alpha_{1,2}$	71	58,6	49,9	43,5	38,7	34,9	31,7	29,1	26,9	25,00	23,39	21,96
	$\alpha_{2,3}$	109	75,5	58,7	48,7	41,8	36,9	33,1	30,1	27,6	25,55	23,79	22,27
	$\alpha_{3,4}$	109	91,8	71,4	57,0	47,3	40,6	35,7	31,9	29,0	26,55	24,56	22,87
	$\alpha_{4,5}$	71	75,5	71,4	61,6	52,2	44,5	38,7	34,2	30,7	27,90	25,60	23,68
Winkel	$\alpha_{5,6}$		58,6	58,7	57,0	52,2	46,2	40,8	36,2	32,4	29,25	26,71	24,59
zwischen	$\alpha_{6,7}$			49,9	48,7	47,3	44,5	40,8	37,0	33,4	30,35	27,69	25,44
benachbarten	$\alpha_{7,8}$				43,5	41,8	40,6	38,7	36,2	33,4	30,80	28,26	26,05
Schaufeln	$\alpha_{8,9}$					38,7	36,9	35,7	34,2	32,4	30,35	28,26	26,28
in Grad	$\alpha_{9,10}$						34,9	33,1	31,9	30,7	29,25	27,69	26,05
	$\alpha_{10,11}$							31,7	30,1	29,0	27,90	26,71	25,44
	$\alpha_{11,12}$								29,1	27,6	26,55	25,60	24,59
	$\alpha_{12,13}$									26,9	25,55	24,56	23,68
	$\alpha_{13,14}$										25,00	23,79	22,87
	$\alpha_{14,15}$											23,39	22,27
	$\alpha_{15,1}$												21,96

Tabelle 2: Ungleichmäßige Schaufelanordnungen für Laufräder von Axialgebläsen (Laufräder unwuchtfrei)

		Schaufelzahl											
		4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	$\alpha_{1,2}$	68	46	50,7	40,7	35,6	32,3	29,3	26,9	24,9	23,22	21,76	20,47
	$\alpha_{2,3}$	112	102	78,6	68,3	54,4	44,4	37,8	33,0	29,4	26,56	24,32	22,47
	$\alpha_{3,4}$	68	46	50,7	52,5	54,4	51,1	45,8	40,5	35,7	31,74	28,49	25,85
	$\alpha_{4,5}$	112	83	50,7	37,0	35,6	37,0	37,8	37,3	35,7	33,41	30,85	28,37
Winkel	$\alpha_{5,6}$		83	78,6	54,0	35,6	30,6	29,3	29,2	29,4	29,17	28,49	27,42
zwischen	$\alpha_{6,7}$			50,7	67,4	54,4	37,0	29,3	26,2	24,9	24,50	24,32	24,08
benachbarten	$\alpha_{7,8}$				40,1	54,4	50,9	37,8	29,2	24,9	22,79	21,77	21,23
Schaufeln	$\alpha_{8,9}$					35,6	44,7	45,8	37,3	29,4	24,50	21,76	20,21
in Grad	$\alpha_{9,10}$						32,1	37,8	40,6	35,7	29,16	24,32	21,24
	$\alpha_{10,11}$							29,3	32,9	35,7	33,43	28,49	24,08
	$\alpha_{11,12}$								26,9	29,4	31,75	30,85	27,42
	$\alpha_{12,13}$									24,9	26,55	28,50	28,37
	$\alpha_{13,14}$										23,23	24,31	25,85
	$\alpha_{14,15}$											21,77	22,46
	$\alpha_{15,1}$												20,48

1.72 Flüssigkeits-Kühlung und Kühler

Rolf Sieber

Dieser Abschnitt schließt sich an den Abschnitt „Flüssigkeitskühlung und Kühler im ATH, Bd. 2, Abschn. 2.34, S. 526–549 an[1]). Insbesondere wird die Gestaltung der Flüssigkeitskreisläufe, Möglichkeiten der Öl- und Ladeluftkühlung, sowie die Temperaturregelung der Kühlmittelkreisläufe behandelt.

1 Kühlmittelkreisläufe
11 Kühlmittelkreislauf ohne Zusatzbehälter
111 Fallstromkühler
112 Querstromkühler
12 Kühlmittelkreislauf mit Zusatzbehälter
121 Überlaufbehälter
122 Nebenstrombehälter
123 Hauptstrombehälter
13 Kühlmittel
2 Ölkühlung
21 Indirekte Ölkühlung
22 Direkte Ölkühlung
23 Kühlmittelseitige Schaltung des Ölkühlers
231 Schaltung bei indirekter Kühlung
232 Schaltung bei direkter Kühlung
3 Ladeluftkühlung
31 Anordnung vor dem Wasserkühler
32 Seperat eingebaute Ladeluftkühler
4 Temperaturregelung des Kühlmittelkreislaufs
41 Kühlmittelseitige Regelung
42 Kühlluftseitige Regelung
421 Jalousie
422 Drehzahlregelung
4221 Nichtstetige Drehzahlregelung
4222 Stetige Drehzahlregelung
423 Ventilatorblattverstellung

1 Kühlmittelkreisläufe

Bedingt durch die ständig wachsenden spezifischen Motorleistungen und die damit verbundene höhere thermische Belastung von Zylinderwänden und Zylinderköpfen der Verbrennungsmotoren kommt der Gestaltung der Kühlmittelkreisläufe wachsende Bedeutung zu. Zudem muß die Forderung nach Serviceerleichterung und Erhöhung der Serviceintervalle auch bei der Auslegung des Kühlmittelkreislaufs und seiner Komponenten berücksichtigt werden. Grundsätzlich sind folgende Punkte zu beachten:

- Beim Warmfahren und nach Abstellen des Motors darf kein Kühlmittel verloren gehen. Gas- und Dampfanteile müssen aus dem Kühlmittel abgeschieden werden.
- Für Verdampfungs- oder kleinere Leckverluste muß eine gewisse Reserve-Kühlmittelmenge zur Verfügung stehen.
- Auf der Saugseite der Pumpe sollte kein Unterdruck entstehen.

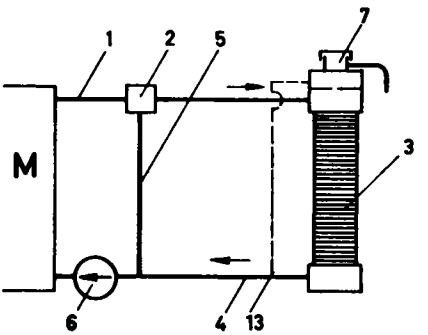
Diese Anforderungen können durch richtige Gestaltung und Auslegung der Kühlmittelkreisläufe sowohl ohne als auch mit Zusatzbehälter erfüllt werden.

1) Hier ist zu berichtigen: S. 549, Z. 34 v. o. „5%“ in „50%“.

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

11 Kühlmittelkreislauf ohne Zusatzbehälter

Den Aufbau eines derartigen Kühlmittelkreislaufs zeigt Bild 1. Die wichtigsten Bauteile sind die Vorlaufleitung 1 vom Motor zum Kühler, der in der Vor- oder Rücklaufleitung eingebundene Kühlmittelregler 2, der Kühler 3, das Über- und Unterdruckventil 7, die Rücklaufleitung 4 vom Kühler zur Kühlmittelpumpe, die Kühlmittelpumpe 6, sowie die vom Kühlmittelregler zur Saugseite der Kühlmittelpumpe führende Kurzschlußleitung 5. Für die Beheizung der Fahrzeugkabine wird – unabhängig von der sonstigen Gestaltung des Kühlmittelkreislaufs – von der Vorlaufleitung, und zwar in Strömungsrichtung vor dem Kühlmittelregler, ein Bypaß zur Heizung abgezweigt. Die Rücklaufleitung vom Heizkörper mündet in der Rücklaufleitung 4 auf der Saugseite der Pumpe in den Kühlmittelkreislauf ein. Beim Kreislauf ohne Zusatzbehälter muß zwischen Fall- und Querstromkühler unterschieden werden, was beim Kreislauf mit Zusatzbehälter nicht notwendig ist.



1 Vorlaufleitung
2 Kühlmittelregler
3 Kühler
4 Rücklaufleitung
5 Kurzschlußleitung
6 Kühlmittelpumpe
7 Einfüllstutzen mit Über-Unterdruckventil
13 Füll- und Ausgleichsleitung

Bild 1. Standard-Kühlmittelkreislauf

111 Fallstromkühler

Der Fallstromkühler, bei dem der obere Wasserkasten gleichzeitig die Funktion des Entlüftungs- und Ausdehnungsbehälters hat, wird vom Kühlmittel senkrecht durchströmt und wird heute überwiegend sowohl im Pkw als auch im Lkw verwendet. Um das Mitreißen von atmosphärischer Luft zu verhindern, kann im oberen Wasserkasten ein Trennblech eingebaut werden, das die Strömung beruhigt. Zur Abscheidung von Gasen, die durch Zylinderkopfdichtungen, Schlauchverbindungen und Wasserpumpendichtungen in das Kühlmittel gelangen können, ist es erforderlich, an einer Stelle kleiner Strömungsgeschwindigkeit eine oder mehrere Bohrungen in der Trennwand anzubringen. Zur Verbesserung und Beschleunigung der Abscheidung sollte der obere

Teil des Wasserkastens, der in diesem Fall als Ausgleichsbehälter dient, dann zweckmäßigerweise über eine Leitung 13 mit der Saugseite der Wasserpumpe verbunden werden (Bild 1). Dabei ist zu beachten, daß der Querschnitt der Bohrung klein gegenüber dem Leitungsquerschnitt ist, damit keine zu große Kühlmittelmenge über diese Verbindungsleitung dem Motor zugeführt wird, ohne im Kühler abgekühlt zu sein. Der Leitungsquerschnitt zur Saugseite der Pumpe sollte möglichst groß gewählt werden, damit entgegen der Strömungsrichtung eine weitere Gasabscheidung erfolgen kann und außerdem die Reibungsverluste möglichst niedrig bleiben. Dadurch wird der Druck vor der Saugseite der Pumpe bei betriebswarmem Motor nahezu gleich dem Ventileinstelldruck.

112 Querstromkühler

Bedingt durch die immer niedriger werdenden Motorhauben beim Pkw hat sich eine Kühlerbauart eingeführt, die unter dem Namen Querstromkühler bekannt ist. Im Gegensatz zum Fallstromkühler, der von oben nach unten durchströmt wird, sind beim Querstromkühler die Rohre waagerecht angeordnet, so daß der Durchfluß quer zur Fahrtrichtung erfolgt. Das wesentlichste Kriterium für die Entscheidung, ob Fall- oder Querstromkühler ist – außer den Einbaubedingungen – das Verhältnis Breite zu Höhe des Kühlernetzes. Ein Kühlernetz kann um so preisgünstiger hergestellt werden, je kleiner das Verhältnis Breite zu Höhe ist. Stets ist anzustreben, dieses immer kleiner als 1 zu wählen.

Unter Beachtung dieser Forderung kann der Querstromkühler für die Zukunft auch im Lkw zunehmende Bedeutung gewinnen. Gesetzliche Forderungen nach Erhöhung der Leistungsgewichte, der Einbau von automatischen Getrieben und hydraulischen Dauerbremsen (Retardern) sowie die Einführung der Ladeluftkühlung bei aufgeladenen Motoren, die eine zusätzliche Belastung des Kühlkreislaufes mit sich bringen, macht es notwendig, die Kühlerstirnflächen zu vergrößern. Eine wirtschaftliche Möglichkeit hierzu besteht nach dem gegenwärtigen Stand der Technik darin, den Kühler nicht wie bisher üblich, zwischen den Längsträgern anzuordnen, sondern auf die Längsträger in der Form eines Querstromkühlers aufzusetzen. Dadurch kann bei entsprechender Fahrzeuggestaltung eine wesentlich größere Baubreite und damit größere Stirnfläche untergebracht und der bisher übliche direkte Ventilatorantrieb beibehalten werden.

Durch diese besondere Kühlerbauart ergeben sich für die Entlüftung und die Aufnahme des sich mit zunehmender Betriebstemperatur ausdehnenden Kühlmittels gewisse Schwierigkeiten. Ursprünglich konnten diese Probleme nur durch die Verwendung eines Zusatzbehälters

gelöst werden, in dem die Kühlmittelgeschwindigkeit so niedrig gehalten wurde, daß eine Abscheidung von Gas und Luft erfolgen konnte, und dessen Volumen so bemessen war, daß zusätzlich zu der Ersatzkühlmittelmenge, die für unvermeidliche Verdampfungs- und Leckverluste vorgesehen werden muß, das Ausdehungsvolumen aufgenommen werden konnte. Durch intensive Entwicklungsarbeiten ist es jedoch gelungen, den Querstromkühler so auszubilden, daß auf den Zusatzbehälter unter Umständen verzichtet werden kann. Folgendes muß dabei beachtet werden:

1. Der Widerstand im Leitungsabschnitt zwischen Kühlereintritt und Saugseite der Kühlmittelpumpe muß größer sein als die geodätische Höhe vom Kaltwasserspiegel bis zum obersten Kühlwasserrohr.
2. Der Einfüllstutzen muß auf dem Austrittswasserkasten angebracht werden, damit sich der Kühlmittelkreislauf nicht selbsttätig leerpumpt [1].

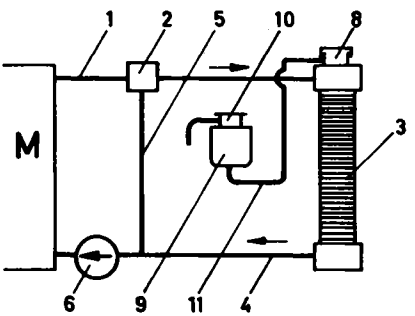
12 Kühlmittelkreislauf mit Zusatzbehälter

Sofern es sich aus baulichen oder betrieblichen Erwägungen heraus als notwendig erweist, in den Kühlmittelkreislauf einen Behälter einzubinden, bestehen für die Anordnung drei Möglichkeiten:

Überlaufbehälter
Nebenstrombehälter
Hauptstrombehälter.

121 Überlaufbehälter

Der Überlaufbehälter hat nur die Funktion, das bei Erwärmung des Kühlmittels aus dem Kühlkreislauf verdrängte Kühlmittelvolumen zu speichern, so daß es beim Abkühlen der Brennkraftmaschine wieder



1 bis 6 wie Bild 1,
8 Entlüftungsstutzen mit Verschluß,
9 Überlaufbehälter,
10 Über-Unterdruckventil,
11 Überlaufleitung

Bild 2. Kühlkreislauf mit Überlaufbehälter

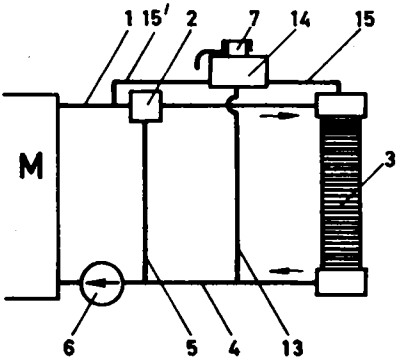
in den Kühler zurückgesaugt werden kann und dem Kreislauf nicht verloren geht (Bild 2). Diese Behälteranordnung wird beim Pkw zur Serviceerleichterung angewendet. Für die Anbringung des Ventils bieten sich sowohl der Kühler als auch der Überlaufbehälter an. Setzt man das Überdruckventil auf den Wasserkasten des Kühlers, so daß dadurch die Verbindung zwischen dem Ausgleichsbehälter und dem übrigen Kreislauf unterbrochen wird, baut sich bei Erwärmung des Kühlmittels auf Betriebstemperatur im Kreislauf der am Überdruckventil eingestellte Druck sofort auf, da im oberen Wasserkasten kein Luftpolster vorhanden ist. Dieser schnelle Druckaufbau ist in der Warmlaufphase des Motors durchaus positiv zu bewerten, da schon bei kleiner Temperaturerhöhung auf der Saugseite der Pumpe ein ausreichender Überdruck vorhanden ist. Nachteilig ist, daß kleine Temperaturabsenkungen genügen, beispielsweise beim Befahren einer Bergabstrecke, den Druck auf das Niveau des Unterdruckventils absinken zu lassen, da sich das Kühlmittel bei der Temperaturabsenkung zusammenzieht und aus dem Überlaufbehälter erst Kühlmittel nachgesaugt werden kann, wenn sich das Unterdruckventil öffnet. Dies bedeutet, daß bei dieser Ventilanordnung im Kreislauf starke Druckschwankungen auftreten können, die auf die Lebensdauer des Kühlers, der Schläuche, der Schlauchverbindungen, der Wasserpumpendichtungen usw. nicht förderlich sind. Vorteilhaft ist, daß der Ausgleichsbehälter nicht druck- und temperaturfest sein muß, da er nicht dauernd durchströmt und außerdem nicht druckbelastet ist.

Sofern man jedoch das Überdruckventil am Überlaufbehälter anbringt, und so eine ununterbrochene Verbindung im Kühlmittelkreislauf und Überlaufbehälter herstellt, befindet sich zwischen dem inkompressiblen Kühlmittel und dem Überdruckventil ein Luftvolumen als Druckpuffer. Je nach der Größe dieses Luftpolsters kann die mittlere Druckwechselbelastung des Kühlmittelkreislaufes eingestellt werden. Im Schnitt gesehen wird bei dieser Ventillage das Druckniveau und damit die Beanspruchung der Bauteile im Kreislauf niedriger liegen als bei der Ventilanordnung am Wasserkasten des Kühlers.

Diese Betrachtung gilt grundsätzlich und ist nicht beschränkt auf den Überlaufbehälter. Es sollte, um einerseits im Betriebstemperaturbereich immer einen Überdruck vor der Saugseite der Pumpe sicherzustellen und andererseits die Druckwechselbeanspruchung der sich im Kühlmittelkreislauf befindlichen Bauteile so niedrig wie möglich zu halten, zwischen Überdruckventil und Kühlmittel immer ein ausreichendes Luftpolster vorhanden sein.

122 Nebenstrombehälter

Sofern der Behälter außer der Speicher- noch eine Entlüftungsfunktion zu erfüllen hat, ist eine Schaltung im Nebenstrom möglich. Um eine



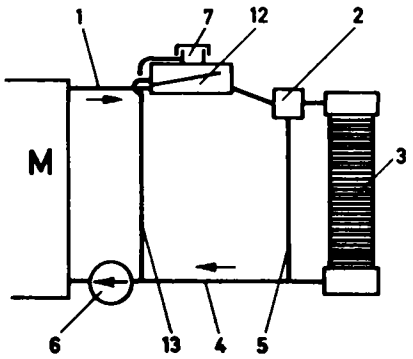
1 bis 7 und 13 wie Bild 1,
14 Nebenstrombehälter,
15, 15' Entlüftungsleitungen

Bild 3. Kühlkreislauf mit Nebenstrombehälter

Dauerentlüftung auch bei geschlossenem Kühlmittelregler sicherzustellen, sollte eine erste Entlüftungsleitung 15' entsprechend Bild 3 in Strömungsrichtung vor dem Kühlmittelregler in den Behälter abgezweigt werden. Zweckmäßig ist es, auch vom Wasserkasten des Kühlers (Fall- oder Querstromkühler) eine zweite Entlüftungsleitung 15 zum Nebenstrombehälter abzuzweigen. Bei der Festlegung der Leitungsquerschnitte sind die gleichen Gesichtspunkte zu berücksichtigen wie beim Fallstromkühler mit geteiltem oberem Wasserkasten.

123 Hauptstrombehälter

Der Hauptstrombehälter wird von der gesamten Kühlmittelmenge durchflossen und sollte, um eine Dauerentlüftung zu gewährleisten, zweckmäßigerweise in Strömungsrichtung vor dem Kühlmittelregler entsprechend Bild 4 eingebaut werden. Da die gesamte umlaufende



1 bis 7 und 13 wie Bild 1,
12 Hauptstrombehälter mit Trennwand

Bild 4. Kühlkreislauf mit Hauptstrombehälter

Kühlmittelmenge durch den Behälter fließt, ist es erforderlich, um den Behälter nicht zu groß wählen zu müssen, eine Trennwand mit Entlüftungsbohrung vorzusehen. Die Verbindung zur Saugseite der Pumpe muß dann dem analog zweigeteilten Wasserkasten des Fallstromkühlers vom oberen Teil des Hauptstrombehälters erfolgen. Diese Bauart ist insofern nicht zu empfehlen, als eine sehr genaue Abstimmung seiner Geometrie und seiner hydrodynamischen Eigenschaften auf die jeweiligen Erfordernisse eines Kreislaufes notwendig ist.

13 Kühlmittel

Als Kühlmittel werden ausschließlich Frostschutzmittel-Wassermischungen verwendet. Die Grundstoffe für die Frostschutzmittel sind Glykole, vorwiegend Äthylen-Glykol mit Korrosionsschutzzusätzen. Die prozentuale Zusammensetzung der wässrigen Frostschutzmittel-Lösungen ist abhängig von der erforderlichen Gefrierpunkterniedrigung.

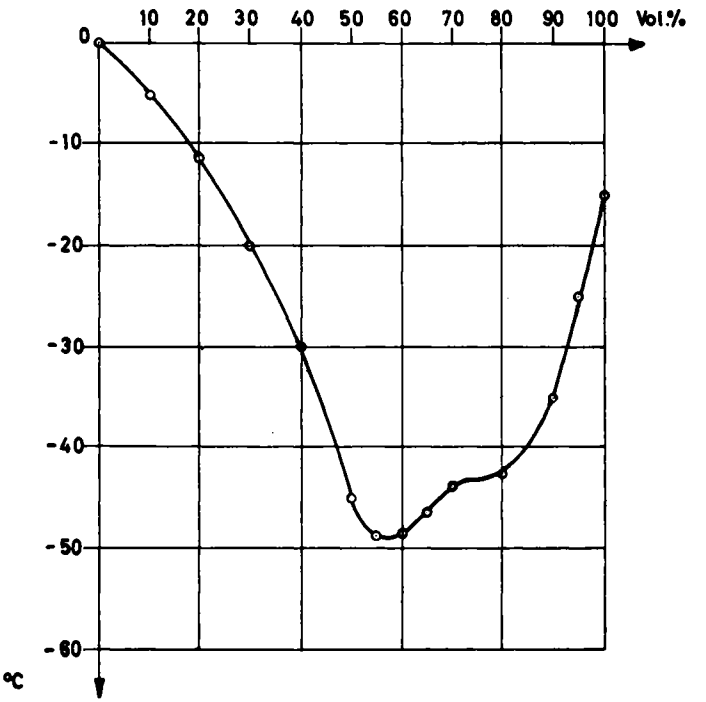


Bild 5. Kälteverhalten von wässrigen Frostschutzmittel-Lösungen auf Glykol-Basis

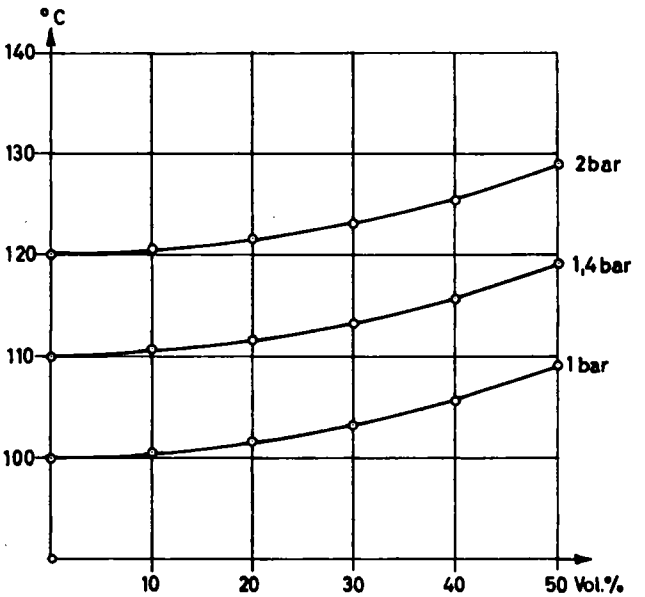


Bild 6. Siedepunkt von wässrigen Frostschutzmittel-Lösungen auf Glykol-Basis mit Druck als Parameter

Aus Bild 5 kann man entnehmen, daß bis zu einem Volumanteil von etwa 55% der Gefrierpunkt der Mischung fällt und ab diesem Wert wieder ansteigt. Diese Kühlmittelmischungen haben gleichzeitig die erwünschte Eigenschaft, daß die Siedetemperatur über der reinen Wassers liegt. Im Bild 6 ist der Dampfdruck in Abhängigkeit von Temperatur und Konzentration angegeben. Die Dampfdruckkurven sind entsprechend den heute üblichen Überdrücken im Kühlsystem von 0,4 bar bei Nutzfahrzeugen und 1 bar bei Pkw eingetragen.

2 Ölkühlung

Durch die Steigerung der Motordrehzahlen, die Einführung der Kolbenkühlung bei aufgeladenen Motoren, der automatischen Getriebe, der Retarder sowie der Anwendung der Hydraulik kommt dem Einsatz von Ölkühlern auf dem Automobilsektor wachsende Bedeutung zu. Grundsätzlich kann das Öl direkt, d. h. mit Luft, als auch indirekt, d. h. mit dem Kühlmittel des Motors, zurückgekühlt werden.

21 Indirekte Ölkühlung

Um die Kühlfläche des Ölkühlers nicht zu groß bauen zu müssen, sollte die Eintrittstemperaturdifferenz zwischen Öl und Kühlmittel 20 – 25 K nicht unterschreiten. Damit sind die höchstmöglichen Öltemperaturen unter Berücksichtigung der max. Kühlmitteltemperaturen im Pkw auf etwa 130° C und im Lkw auf etwa 115 – 120° C begrenzt.

Zu beachten ist weiterhin, daß die abzuführende Ölwärme durch den Wasserkühler an die Umgebungsluft abgegeben wird, d. h., daß die Leistung des Wasserkühlers um den Betrag der Ölwärme vergrößert werden muß. Der Vorteil dieser Art der Ölkühlung liegt darin, daß über die Kühlmitteltemperatur, die durch den Kühlmittelregler unabhängig von der Motorbelastung und der Außenlufttemperatur nach unten begrenzt wird, gleichzeitig die Begrenzung der Öltemperatur nach unten gegeben ist, so daß auf einen besonderen Öltemperaturregler verzichtet werden kann. Darüber hinaus kann bei entsprechender Schaltung des Kühlmittels das Öl durch das sich schnell erwärmende Kühlmittel aufgewärmt und somit verhältnismäßig rasch auf Betriebstemperatur gebracht werden.

22 Direkte Ölkühlung

Bei der Rückkühlung des Öles mit der Umgebungsluft können tiefere Öltemperaturen erreicht werden als bei der indirekten Kühlung. Außerdem kann bei bestimmten Anordnungen des Ölkühlers die Leistung des Wasserkühlers um die im Öl abzuführende Wärmemenge verkleinert werden. Nachteilig bei der direkten Kühlung des Öles ist, daß zur Begrenzung der Öltemperatur nach unten unter Umständen ein separater Öltemperaturregler eingebaut werden muß.

23 Kühlmittelseitige Schaltung des Ölkühlers

Aufgrund der max. zulässigen Öltemperatur, der Belastbarkeit des Wasserkühlers sowie der Anzahl der notwendigen Ölkreisläufe muß festgelegt werden, ob die Ölkühlung direkt oder indirekt durchgeführt werden kann.Selbstverständlich sind auch Kombinationen beider Kühlungsarten möglich. Als Beispiel dafür sei genannt, die Getriebe- und Motorschmierölkühlung indirekt und die Retarderkühlung direkt durchzuführen.

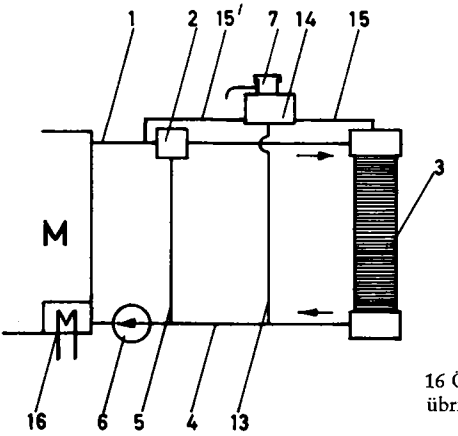
231 Schaltung bei indirekter Kühlung

Zur Kühlung des Schmier-, Getriebe- oder Hydrauliköles sind drei grundsätzliche Einbaumöglichkeiten gegeben:

Ölkühler im Kurbelgehäuse oder Kühlwassermantel des Motors eingebaut,

Ölkühler im Austrittswasserkasten des Wasserkühlers eingebaut,

Ölkühler in separatem Gehäuse am Motor oder Fahrgestell eingebaut.



16 Ölkühler,
übrige Ziffern s. Bild 3

Bild 7. Indirekte Ölkühlung; Ölkühler zwischen Druckseite der Kühlmittelpumpe und Über Unterdruckventil eingebunden.

Die ideale Schaltung des Kühlmittels ist in Bild 7 dargestellt. Der Ölkühler wird in Strömungsrichtung zwischen der Kühlmittelpumpe und dem Eintritt in die Kühlmittelräume des Motors eingebunden. Damit wird die Temperaturabsenkung des Kühlmittels im Wasserkühler für die Ölkühlung ausgenützt und der erwünschte Überdruck auf der Saugseite der Kühlmittelpumpe durch den Widerstand des Ölkühlers wird nicht negativ beeinflußt. Der Ölkühler wird dann auch bei geschlossenem Kühlmittelregler durchströmt. Diese Schaltung läßt sich ohne weiteres bei der Unterbringung des Ölkühlers im Kühlwassermantel oder im Kurbelgehäuse des Motors verwirklichen. Beim separat angebauten Ölkühler ist es aufgrund der im Motor integrierten Kurzschlußleitung und Kühlmittelpumpe nicht immer möglich, diese ideale Schaltung zu realisieren. Es sollte in diesem Fall, sofern vom Motor keine Leitungen abgezweigt werden können, eine Einbindung gemäß Bild 8 gewählt werden. Der Ölkühler wird bei geschlossenem Kühlmittelregler nur von der relativ kleinen, durch die Entlüftungsleitung 15′ fließenden Kühlmittelmenge durchströmt. Durch das in diesem Betriebszustand niedrige Temperaturniveau des Kühlmittels wird die Minderleistung des Ölkühlers, die durch die kleinere Kühlmittelgeschwindigkeit bedingt ist, mehr oder weniger ausge-

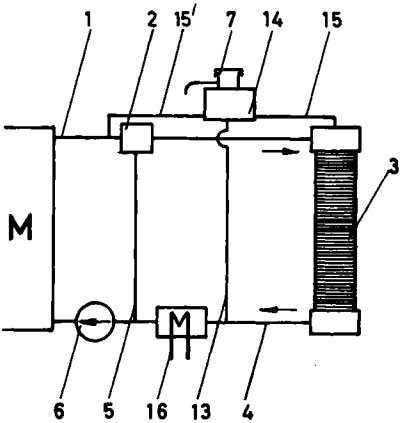


Bild 8. Indirekte Ölkühlung; Ölkühler zwischen Über-Unterdruckventil und Saugseite der Kühlmittelpumpe eingebunden

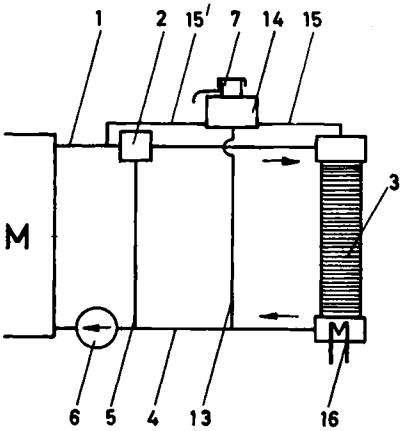


Bild 9. Indirekte Ölkühlung; Ölkühler im unteren Wasserkasten d. Kühlers eingebaut

glichen. Nachteilig ist, daß der Ölkühler auf der Saugseite der Kühlmittelpumpe liegt und deshalb, um am Pumpeneinlauf bei bestimmten Betriebszuständen Kavitation zu vermeiden, der kühlmittelseitige Widerstand des Ölkühlers nicht zu hoch sein darf.

Für die Getriebeölkühlung, insbesondere im Pkw und leichten Nutzfahrzeug, hat sich als preisgünstigste Lösung die Unterbringung des Ölkühlers im Austrittswasserkasten des Wasserkühlers eingeführt. Aus Bild 9 ist ersichtlich, daß der Ölkühler nur bei geöffnetem Kühl-

mittelregler vom Kühlmittel beaufschlagt wird. Die Praxis zeigt, daß für die relativ kleinen Leistungen hierdurch keine Kühlprobleme auftreten.

232 Schaltung bei direkter Kühlung

Aerodynamisch und wärmetechnisch betrachtet, ist die kühlluftseitige Parallelschaltung zum Wasserkühler anzustreben. Dies kann durch Anordnung des Ölkühlers neben dem Wasserkühler erreicht werden. Der wärmetechnische Vorteil liegt darin, daß der Ölkühler einerseits im kalten Luftstrom liegt und andererseits der Wasserkühler durch die Ölwärme nicht belastet wird. Darüber hinaus ist der kühlluftseitige Widerstand am geringsten.

Handelt es sich bei dem Öl/Luft-Kühler um einen Motor-Schmierölkühler, so ist es sogar möglich, die Leistung des Wasserkühlers um die Leistung des Ölkühlers zu verkleinern, so daß die Gesamtstirnfläche für die Wasser- und Ölkühlung gegenüber einer Lösung mit indirekter Ölkühlung nicht vergrößert zu werden braucht. Dieser Gesichtspunkt kann bei den beengten Einbauverhältnissen in Straßenfahrzeugen von ausschlaggebender Bedeutung für die Wahl dieser Kühleranordnung sein.

Neben dieser Parallelschaltung besteht noch die Möglichkeit, den Ölkühler vor oder hinter dem Wasserkühler anzuordnen. Beide Anordnungen haben den Nachteil, daß der Durchströmungswiderstand um den Betrag des Ölkühlerwiderstandes erhöht wird. Bei der Anordnung des Ölkühlers vor dem Wasserkühler muß im Wasserkühler über die Luft die Ölwärme mit abgeführt werden, d. h., daß der Wasserkühler entsprechend vergrößert werden muß. Bei der Anordnung des Ölkühlers hinter dem Wasserkühler wird der Ölkühler von der im Wasserkühler aufgewärmten Kühlluft beaufschlagt, so daß er aufgrund wärmetechnischer Zusammenhänge überproportional zur Verkleinerung der Eintrittstemperatur vergrößert werden muß.

Neben den genannten Schaltungsmöglichkeiten kann der Ölkühler getrennt vom Wasserkühler mit einem eigenen Ventilator angebaut werden. Diese Anordnung ist allerdings die teuerste und sollte nur in Sonderfällen angewendet werden.

3 Ladeluftkühlung

Ladeluftkühlung in Straßenfahrzeugen wird weniger wegen der damit möglichen Leistungssteigerung als vielmehr im Hinblick auf eine Absenkung der Stickoxydbildung angewendet. Unter Berücksichti-

gung dieses Gesichtpunktes sollte die Anfangstemperatur beim Kreisprozeß, d. h. die Ansaugtemperatur der Verbrennungsluft, möglichst weit abgesenkt werden. Deshalb kommt für die Ladeluftkühlung in Straßenfahrzeugen vorwiegend die direkte, d. h. die Luftkühlung zum Einsatz. Im Hinblick auf die Belüftung haben sich zwei Anordnungsmöglichkeiten für den Ladeluftkühler herausgebildet.

31 Anordnung vor dem Wasserkühler

Diese Einbauart hat den Vorteil, daß kein separater Ventilator benützt werden muß [2]. Für diese Anordnung gelten die gleichen wärme- und strömungstechnischen Gesichtspunkte wie vorhergehend bei der direkten Ölkühlung geschildert. Für die Auslegung der Kühlanlage kann man davon ausgehen, daß bei gleicher Motorleistung die Summe der im Wasser- und Ladeluftkühler abzuführenden Wärmeleistung in etwa der Wärmeleistung des Wasserkühlers des nicht aufgeladenen Motors entspricht. Darüber hinaus ist noch zu beachten, daß relativ lange Ladeluftleitungen notwendig sind, die die Ansprechzeit des Turboladers verlängern, da das in diesen Leitungen befindliche Luftvolumen bei Drehzahländerungen als Luftpolster wirkt.

32 Getrennt eingebaute Ladeluftkühler

Ein amerikanischer Vorschlag [3] geht abweichend von dieser Lösung dahin, ein integriertes Aufladungs- und Kühlsystem vorzusehen. Hierbei wird der Ladeluftkühler unabhängig vom Wasserkühler im Motorraum untergebracht und von einem Hochdruckgebläse belüftet. Dieses wird von einer Turbine angetrieben, die von einem Teilstrom der Ladeluft beaufschlagt wird.

4 Temperaturregelung des Kühlmittelkreislaufs

Die Temperaturregelung im Kühlmittelkreislauf kann luft- und/oder kühlmittelseitig erfolgen.

41 Kühlmittelseitige Regelung

Die Regelung im Kühlmittelkreislauf, heute Standard in allen Straßenfahrzeugen, wird vom Kühlmittelregler übernommen, einem in Abhängigkeit von der Kühlmitteltemperatur durch ein Dehnstoffelement betätigten 3/2-Wege- oder Drosselventil.

42 Kühlluftseitige Regelung

421 Jalousie

Für die Kühlluft ist die einfachste Regelmöglichkeit eine manuell oder thermostatisch gesteuerte Jalousie. Da dies hinsichtlich der Leistungsaufnahme des Ventilators eine Verlustregelung bedeutet, sollte eine konstante Kühlmitteltemperatur durch Regulierung der Ventilatordrehzahl gewährleistet werden.

422 Drehzahlregelung

Bei der Drehzahlregelung ist der Vorteil einer Einsparung von Ventilatorantriebsleistung mit einer Verminderung des Geräuschpegels verbunden. Die Lüfterdrehzahl kann dabei eine stetige oder eine Sprungfunktion der Kühlmitteltemperatur sein [4, 5].

422.1 Nichtstetige Drehzahlregelung

Nichtstetige, sogenannte Schwarz-weiß-Regelungen sind durch elektrische Ventilatorantriebe, elektromagnetische und mechanische Kupplungen gegeben, die in Abhängigkeit von der Kühlmittel- oder der Kühllufttemperatur hinter dem Kühler geschaltet werden.

422.2 Stetige Drehzahlregelung

Stetige Drehzahländerungen sind mit dem hydrostatischen Lüfterantrieb, der Visco-Kupplung (Bild 10), mit hydraulischen Kupplungen, die nach dem Föttinger-Prinzip arbeiten, und mit mechanischen Verstellgetrieben möglich.

Von den luftseitigen Regelungsmöglichkeiten ist physikalisch betrachtet die stetige Drehzahlregelung anzustreben. Damit ist es möglich, unabhängig von Außentemperatur und Motorbelastung konstante Kühlmitteltemperaturen, die im Hinblick auf Motorlebensdauer und Motorverschleiß vorteilhaft sind, einzuhalten, Damit verbunden ist eine Absenkung des durchschnittlichen Geräuschpegels sowie eine hauptsächlich bei Nutzfahrzeugen ins Gewicht fallende Reduzierung des Kraftstoffverbrauches.

Die Kühlanlage eines Straßenfahrzeuges wird für die maximale Motorleistung bei maximaler Außentemperatur ausgelegt. Für mitteleuropäische Bedingungen bedeutet dies eine Außentemperatur von 35° C. Diese Maximalbedingungen treten jedoch nur sehr vereinzelt auf, so daß, im Jahresdurchschnitt gesehen, die Kühlanlage überdimensioniert ist. Unter Kühlanlage verstehen wir hier nicht nur den Wasser-

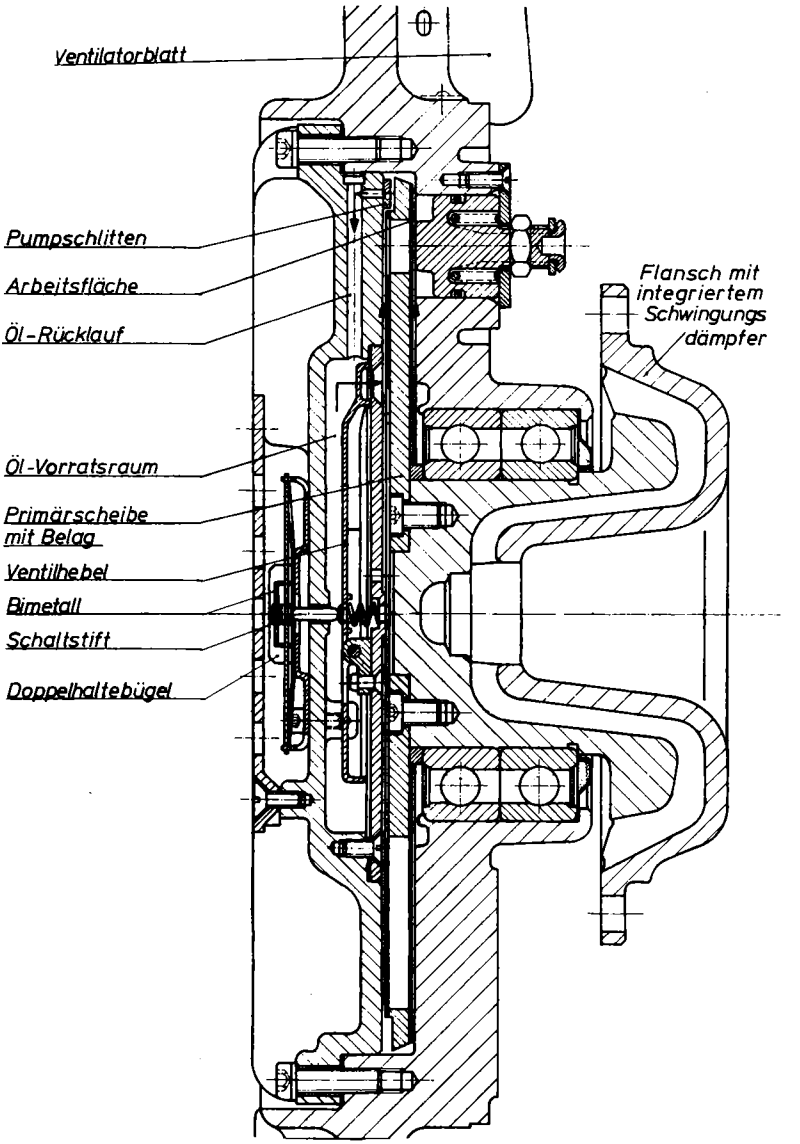


Bild 10. Temperaturgeregelte Visco-Kupplung

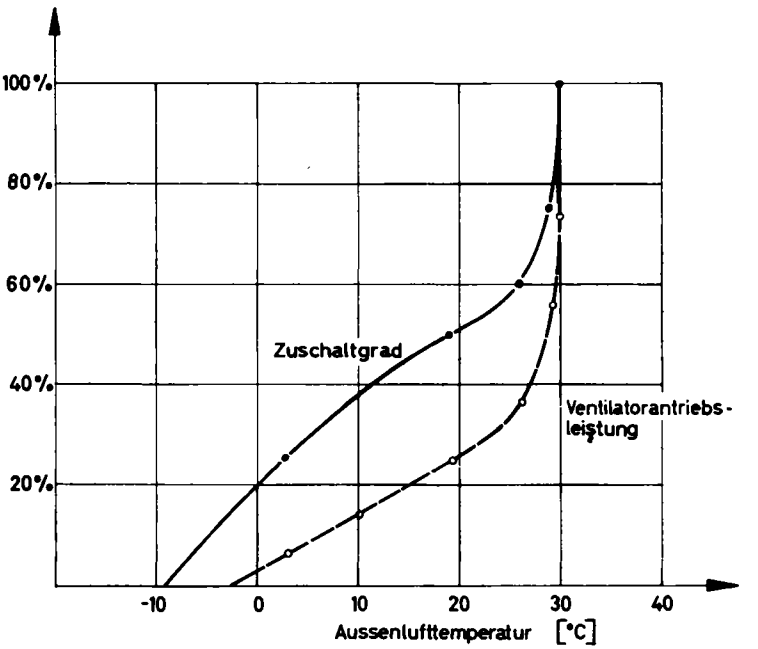


Bild 11. Zuschaltgrad der Visco-Kupplung und Ventilatorantriebsleistung über der Außenlufttemperatur

und Ölkühler, sondern auch den Ventilator. Dieses zur Kühlung des Motors notwendige Element ist in seiner Herstellung relativ einfach und somit wenig kostenaufwendig. Die Betriebskosten dagegen sind relativ hoch, da die Leistungsaufnahme des Ventilators mit der 3. Potenz der Motordrehzahl variiert. Im Hinblick auf eine Reduzierung des Geräuschpegels sowie der Betriebskosten ist deshalb anzustreben, die Ventilatordrehzahl zu regeln (Bild 11). In Bild 11 ist, abhängig von der Außenlufttemperatur, die Lüfterantriebsleistung bzw. der Zuschaltgrad einer temperaturabhängig drehzahlgeregelten Visco-Kupplung für eine bestimmte Kühlanlage aufgetragen. Für mitteleuropäische Klimaverhältnisse kann man von einer mittleren Jahrestemperatur von maximal 15° C ausgehen. Bei dieser Außenlufttemperatur beträgt die erforderliche Lüfterantriebsleistung 20% der maximal installierten Leistung [7]. Aus dieser Tatsache können auf der Grundlage einer installierten Lüfterantriebsleistung von 11 kW und einer Motornennleistung von 235 kW, wie sie heute bei Schwer-Lastkraftwagen üblich ist, folgende Schlüsse gezogen werden:

1. Mögliche Kraftstoffeinsparung in der Größenordnung von 7%;
2. Alternativ hierzu steht eine höhere, mittlere Motornutzleistung zur Verfügung die etwa 3,5% der Motornennleistung von 235kW beträgt;
3. Der Geräuschpegel kann, abhängig vom Betriebszustand des Motors sowie der Fahrweise, bis 1,5dB(A) gesenkt werden.

423 Ventilatorblattverstellung

Durch Änderung des Anstellwinkels der Ventilatorblätter kann das geförderte Luftvolumen ebenfalls variiert werden. Die Verstellung kann dabei entweder durch indirekte, thermostatische oder direkte, aerodynamische Betätigung vorgenommen werden. [6]

Literatur

[1] Beatonbough, P. K., New Features in Recent General Motors Radiators, SAE-Paper Nr. 650 471.
[2] Brockington, P., Perkins apply charge cooling to turbocharged 6.354, Commercial Motor (1970).
[3] Nelson, H. M., Mack finds Success with Air-to-Air Cooling, Automotive Industries, (1973).
[4] Müller, H. K., Automatische Temperaturregelung in Kühlkreisläufen von Verbrennungsmotoren. MTZ 20 (1959), S. 137–142.
[5] Göpel, W., Der Regelventilator mit mech. Antrieb MTZ 19 (1958) S. 277–279.
[6] Cassidy, R. L., White, T. Z., The Ford Flex Fan. SAE-Paper Nr. 650 472
[7] Frank, W., Sieber, R., Die Kühlung der Brennkraftmaschine, Automobil-Industrie 3 (1966).

1.8 Elektrische Anlage am Motor

1.81 Generator

Helmut Mohl

Ergänzend zu den im ATH, Bd. 1 gebrachten Ausführungen soll in den folgenden Abschnitten auf die grundsätzlichen Zusammenhänge zwischen Generator, Regler, Batterie und installierten Verbrauchern im Kraftfahrzeug näher eingegangen werden.

Der Abschnitt Generatoren wurde überarbeitet in erster Linie bezüglich der Anforderungen an Generatoren und deren Bauformen. Im letzten Abschnitt wird die Funktionsweise des Transistorreglers erläutert, dem gegenüber dem ebenfalls erwähnten Kontaktregler die größere Bedeutung zukommt.

1 Zusammenwirken von Generator, Regler, Batterie und Verbraucher im Kraftfahrzeug
11 Grundsätzliches
12 Ladebilanzrechnung
13 Verbraucherleistungen bei PKW
2 Generatoren
21 Anforderungen
211 Temperatur
212 Mechanisch-dynamische Beanspruchung
213 Geräusch
22 Wirkungsweise von Drehstromgeneratoren
23 Bauformen von Drehstromgeneratoren
231 Schleifringgeneratoren
232 Schleifringlose Generatoren
24 Regelung der Drehstromgeneratoren
241 Kontaktregler
242 Transistorregler

1 Zusammenwirken von Generator, Regler, Batterie und Verbraucher im Kraftfahrzeug

11 Grundsätzliches

Allgemein gilt:

Generatorstrom I_G = Verbraucherstrom I_V + Batteriestrom I_B. Der Batteriestrom kann positiv oder negativ sein, je nachdem ob die Batterie geladen oder entladen wird.

Die Zusammenhänge sind in allgemeiner Form in Bild 1 dargestellt.

Der Generatorstrom I_G ist von der Drehzahl n und von der Bordnetzspannung, die vom Regler begrenzt wird, abhängig. Der Verlauf der Batteriekennlinie $U_B = f(I_B)$ hängt u. a. von der Batteriegröße, dem Ladezustand und von der Batterietemperatur ab. Für einen bestimmten Zustand ergibt sich der im Bild eingezeichnete Verlauf für Ladung und Entladung der Batterie.

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

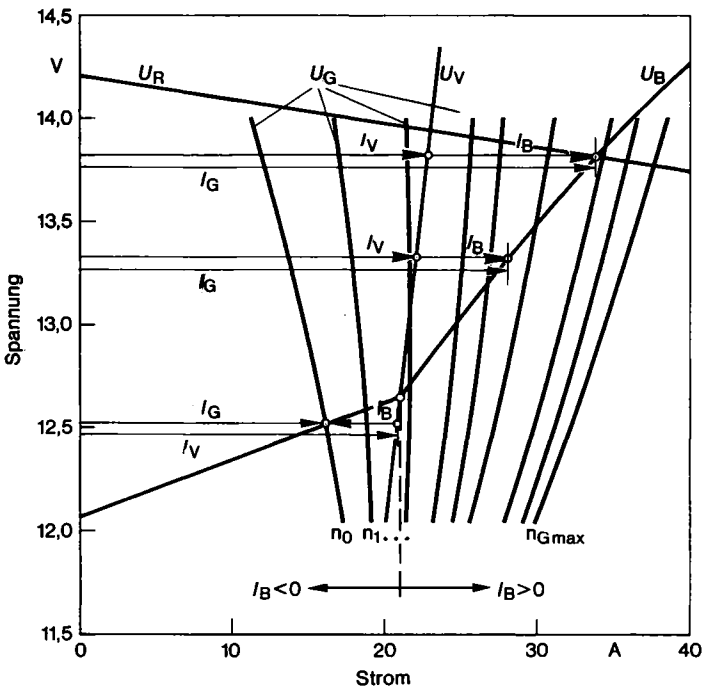


Bild 1. Zusammenwirken von Generator, Regler, Batterie und Verbraucher

Bei gegebener Verbraucherlast – dargestellt durch die Verbraucherkennlinie $U_V = f(I_V)$ – wird bei niedriger Generatordrehzahl die Batterie entladen ($I_B < 0$), bei höherer Drehzahl dagegen reicht der Generatorstrom aus, zusätzlich zur Deckung des Verbrauchs die Batterie zu laden ($I_B > 0$). Bei noch höherer Drehzahl wird die Bordnetzspannung U und damit der Generator- und Batteriestrom durch die Reglerkennlinie U_R begrenzt.

12 Ladebilanzrechnung

Ladebilanzrechnungen, die auf den in Bild 1 gezeigten Zusammenhängen basieren, können heute schnell und wirtschaftlich mit Hilfe von programmierbaren Rechenmaschinen durchgeführt werden. Dadurch kann für jeden Fahrzeugtyp die erforderliche Geeratorleistung so festgelegt werden, daß eine ausgeglichene Ladebilanz auch bei erschwerten Betriebsbedingungen (Stadtfahrt bei tiefen Temperaturen) gewährleistet wird. Außerdem lassen sich die Auswirkungen verschie-

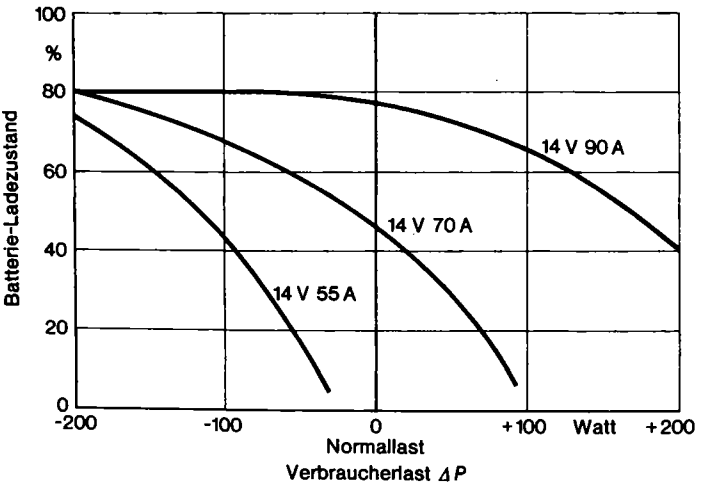


Bild 2. Ladebilanz

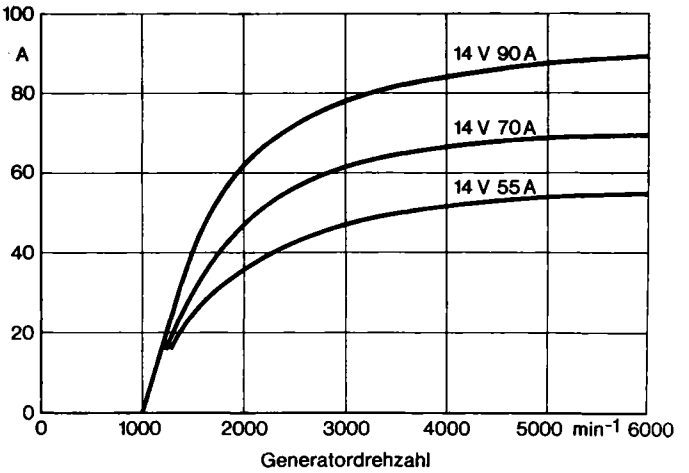


Bild 3. Charakteristische Generatorkennlinien

dener Parameter (Reglerkennlinie, Generatorkennlinie, Verbraucherlast) auf die Ladebilanz untersuchen.

Bild 2 zeigt als Beispiel das Rechenergebnis für ein bestimmtes Fahrzeug. Zugrundegelegt ist eine bestimmte Normal-Verbraucherlast und ein bestimmter Stadtfahrzyklus. Die Normal-Verbraucherlast

besteht aus Verbrauchern der Normalausstattung eines Fahrzeugs unter Berücksichtigung von Einschalthäufigkeit und Fahrzustand (z. B. Tag- oder Nachfahrt). Im Bild aufgetragen ist der Ladezustand der Batterie in Abhängigkeit von der Verbraucherlast (ΔP = Abweichung der Verbraucherlast von der angenommenen Normallast) für verschiedene Generatoren gemäß Bild 3. Die Rechnung zeigt, daß eine Generatorauslegung mit 770 W (14 V 55 A) für den vorliegenden Anwendungsfall nicht geeignet ist. Ein Generator mit 1000 W (14 V 70 A) wäre gerade noch ausreichend, eine zufriedenstellende Ladebilanz ergibt sich bei einer installierten Generatorleistung von 1250 Watt (14 V 90 A).

Die Rechnung läßt den starken Einfluß der Generatorkennlinie auf den Ladezustand erkennen. Der Einfluß der Beglerkennlinie bzw. der Reglereinstellung ist wesentlich geringer. Ein Regler mit hoher Spannungslage kann die Ladebilanz kaum verbessern, jedoch die Lampenlebensdauer stark verschlechtern.

13 Verbraucherleistungen bei PKW

Der voraussichtliche Bedarf an elektrischer Leistung bei PKW für die kommenden Jahre ist im Bild 4 dargestellt. Die daraus resultierenden Generatorleistungen sind ebenfalls aufgetragen.

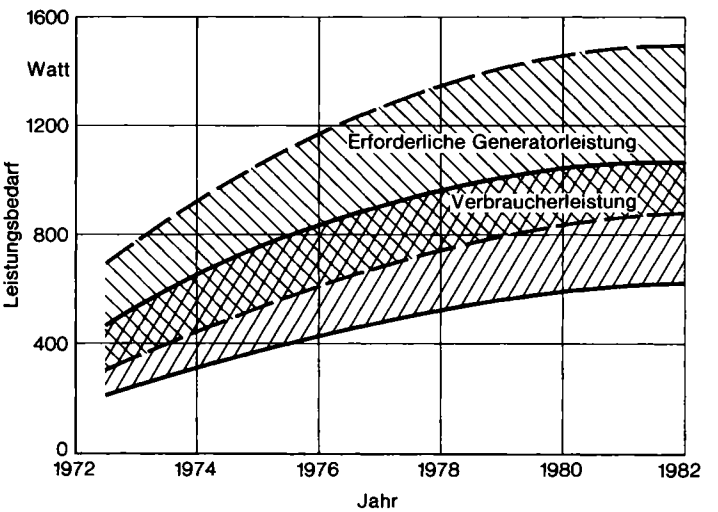


Bild 4. Entwicklung des Bedarfes an elektrischer Leistung bei PKW

2 Generatoren

21 Anforderungen

Bei PKW hat sich allgemein der Drehstromgenerator mit einer Nennspannung von 12 V durchgesetzt. Gleichstromgeneratoren werden kaum mehr verwendet.

Bei Nutzfahrzeugen werden überwiegend Drehstromgeneratoren mit einer Nennspannung von 24 V eingesetzt.

Neben der Forderung nach hohen wartungsfreien Laufzeiten bei Nutzfahrzeugen waren es vor allem die nachstehend genannten Anforderungen bei PKW, die die Weiterentwicklung der Drehstromgeneratoren in neuerer Zeit geprägt haben.

211 Temperatur

Die Motorraumtemperaturen bei PKW weisen eine steigende Tendenz auf. Ursache dafür sind die allgemein bessere Ausnutzung des verfügbaren Raumes und auspuffseitige Maßnahmen zur Abgasreinigung. Hinzu kommt, daß durch zusätzliche Verbraucher (z. B. Klimaanlage) auch bei hohen Außentemperaturen die volle Generatorleistung in Anspruch genommen wird.

Für die kommenden Jahre sind Umgebungstemperaturen des Drehstromgenerators von etwa 100° C zu erwarten. Die zulässige Ansaugtemperatur von Drehstromgeneratoren wird durch die Temperaturfestigkeit der Gleichrichterdioden und der Ständerwicklung bestimmt.

Je nach Fahrzeugtyp kann es notwendig sein, dem Generator Frischluft über Ansaugschläuche zuzuführen. Das bedingt einen entsprechenden konstruktiven Aufbau des Generators, der erforderliche Platzbedarf muß bei der Konstruktion des Fahrzeuges berücksichtigt werden.

212 Mechanisch-dynamische Beanspruchung

Gestiegene spezifische Motorleistungen und Motordrehzahlen verlangen höhere Schüttelfestigkeit der Generatoren. In besonderen Fällen (z. B. hochdrehende 4-Zylinder-4-Takt-Motoren) kann eine elastische Befestigung des Generators bei entsprechender Ausbildung des Befestigungshalters erforderlich werden.

213 Geräusch

Normalerweise wird das Generatorgeräusch durch die übrigen Geräuschquellen im Kraftfahrzeug, insbesondere Motor- und Fahrgeräu-

sche, überdeckt. In Sonderfällen, wo dies nicht der Fall ist, muß durch zusätzliche Maßnahmen konstruktiver und fertigungstechnischer Art und durch entsprechende Ausbildung der motorseitigen Generatorbefestigung Abhilfe geschaffen werden.

22 Wirkungsweise von Drehstromgeneratoren

Das Schaltbild einer Drehstromanlage kann wie im Bild 5 gezeigt in übersichtlicher Weise dargestellt werden.

Die Wirkungsweise wurde im ATH, Bd. 1 bereits ausführlich beschrieben, die folgende Beschreibung kann deshalb sehr kurz gehalten werden.

In der Ständerwicklung wird eine dreiphasige Wechselspannung erzeugt. Die drei Phasen sind in Stern- oder Dreieckschaltung miteinander verkettet und mit dem Gleichrichterteil verbunden. Letzteres besteht aus 6 Hauptstromdioden und stellt eine Drehstrombrückenschaltung dar.

Drehstromgeneratoren sind in der Regel selbsterregend, d. h. der Erregerstrom zur Erzeugung des Magnetfeldes wird von der Ständerwicklung abgezweigt. Durch drei zusätzliche Erregerdioden, die zusammen mit 3 Hauptstromdioden eine Drehstrombrückenschaltung bilden, wird der Erregerstrom gleichgerichtet. Um das Magnetfeld schon während des Anlaufens schneller aufzubauen, erfolgt eine Vorerregung mit Batteriestrom über die Ladekontrollampe.

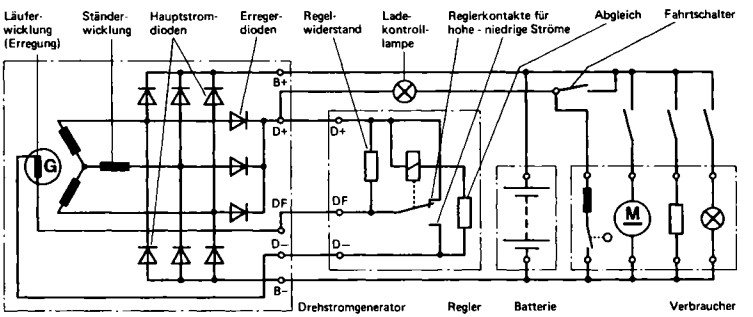


Bild 5. Schaltbild einer Drehstromanlage

23 Bauformen von Drehstromgeneratoren

231 Schleifringgeneratoren

Bei PKW-Anwendungen hat sich aus Kostengründen die Klauenpolbauweise mit Schleifringen durchgesetzt. Bild 6 zeigt die heute übliche

Konstruktion eines Drehstromgenerators für PKW-Anwendung. Die Lebensdauer bzw. die wartungsfreie Gebrauchsdauer wird durch die Schleifkohlen und die Kugellager bestimmt. Der Entwicklungsstand für die Kohlen ist so weit fortgeschritten, daß eine Lebensdauer von 100000km gewährleistet ist und damit etwa der Motorlebensdauer entspricht. Die Lebensdauer der Kugellager liegt weit über 100000km ohne Nachschmierung.

Für die LKW-Anwendungen kommen ebenfalls in erster Linie Klauenpolausführungen entsprechend wie bei PKW zur Anwendung. Für größere Leistungen, wie sie z. B. bei Omnibussen erforderlich sind, werden auch andere Bauformen verwendet, so z. B. Einzelpolgeneratoren (s. ATH, Bd. 1, Kap. 3.3.23, Bild 14).

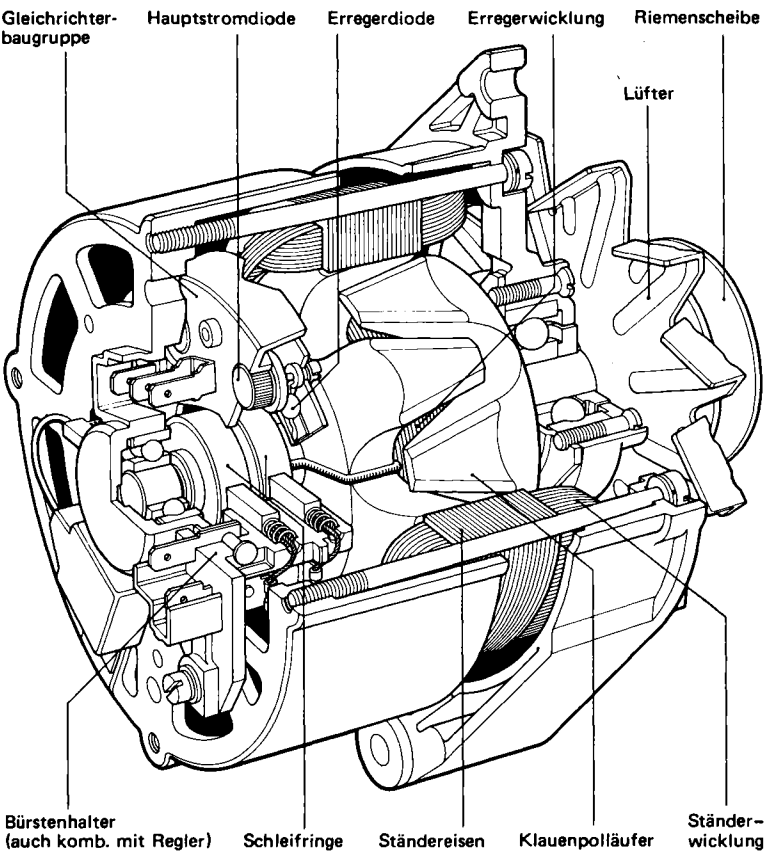


Bild 6. Drehstromgenerator in Klauenpolbauweise mit Schleifringen

232 Schleifringlose Generatoren

Bei schleifringlosen Generatoren ist eine Anzahl von Bauformen bekannt. Für Fahrzeuganwendungen kommen im wesentlichen folgende Bauprinzipien in Frage:

- Leitstückläufer,
- Läufer mit verkürzten Klauen und Befestigung des Erregerwicklungsträgers zwischen den Klauen,
- Gleichpolläufer (Flußschwankungsmaschine),
- Läufer mit Erregung durch Permanentmagnet,
- Läufer mit Erregermaschine.

Beim Generator mit Permanenterregung muß die Spannungsregelung auf der Leistungsseite erfolgen, was hohe Kosten für den Regler zur Folge hat. Alle schleifringlosen Generatorbauformen sind in der Herstellung teurer und schwerer als Schleifringgeneratoren.

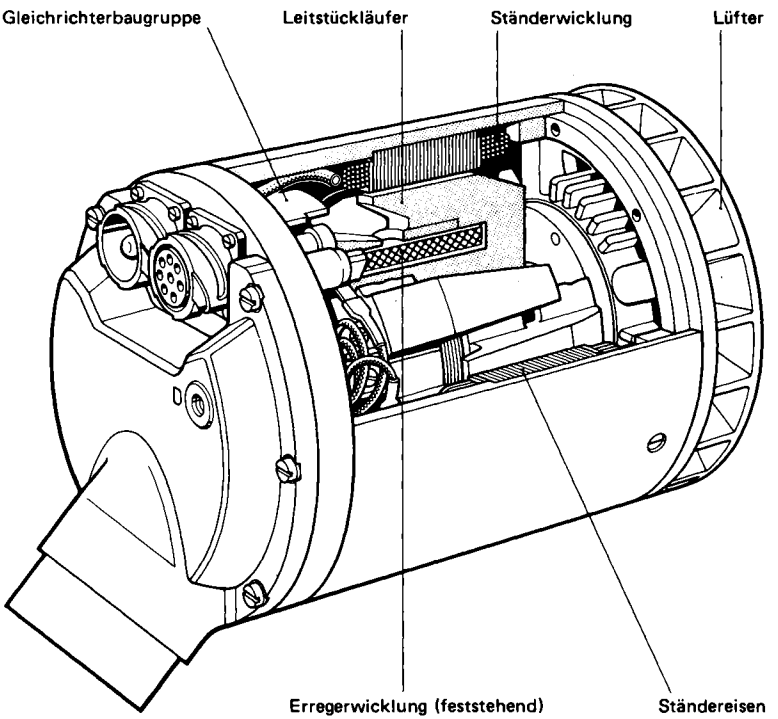


Bild 7. Schleifringloser Generator mit Leitstückläufer

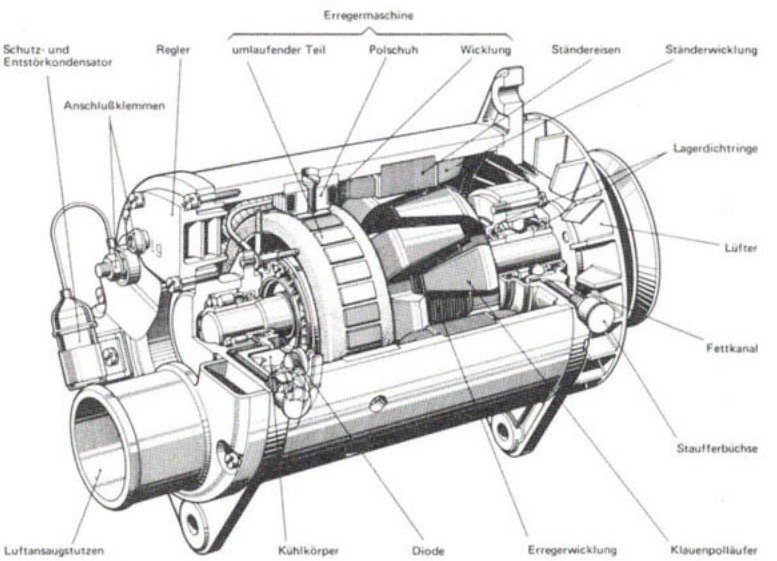


Bild 8. Schleifringloser Generator mit Erregermaschine

Schleifringlose Generatoren werden dort angewendet, wo besonders schwierige Umweltbedingungen vorliegen (z. B. Staubbelastung bei Schleppern, Land- und Baumaschinen) oder wo sehr hohe Kilometerleistungen ohne Wartung verlangt werden (z. B. bei Bussen).

In Bild 7 ist ein Generator mit Leitstückläufer für eine Leistung von 1700 – 2400 W bei 28 V gezeigt, z. B. für die Anwendung bei Bussen.

Bild 8 zeigt einen Generator mit Erregermaschine für eine Leistung von 1500 W bei 28 V, geeignet für Busse.

24 Regelung der Drehstromgeneratoren

Während der Regler für Gleichstromgeneratoren drei Funktionen erfüllt, nämlich Regelung der Spannung, Begrenzung des Stromes und Sperren des Rückstromes bei Generator-Stillstand, hat der Regler für Drehstromgeneratoren nur die Generatorspannung konstant zu halten. Hierzu benötigt der Regler nur ein Magnetelement, denn die Funktion des Rückstromschalters wird von den im Generator eingebauten Dioden übernommen und eine Strombegrenzung ist durch die Auslegung der Klauenpolgeneratoren gegeben (Bild 3).

241 Kontaktregler

Bei PKW-Drehstromgeneratoren werden heute ein- und zweistufige Kontaktregler verwendet. Eine Beschreibung der Kontaktregler erfolgte bereits im ATH, Bd. 1, Abschnitt 3.4.

Bezüglich Spannungstolerierung, Lebensdauer und beherrschbarer Erregerströme bietet der zweistufige Kontaktregler Vorteile. Bild 9 zeigt den Aufbau eines zweistufigen Kontaktreglers; die zugehörige Schaltung ist in Bild 5 dargestellt. Der Regler hat eine Temperaturkompensierung, damit bei steigenden Umgebungstemperaturen die Regelspannung abnimmt. Damit wird eine Überladung der Batterie bei hohen Temperaturen verhindert. Bei tiefen Temperaturen steigt die Regelspannung, um der Forderung nach ausreichender Batterieladung entgegenzukommen. Durch entsprechende Auslegung des Regelwiderstandes (Kaltleiterwiderstand) läßt sich erreichen, daß bei hohen Generatorströmen, d. h. hohem Batteriestrom zur Wiederaufladung der Batterie, die Regelspannung höher ist als bei niedrigen Generatorströmen. Auf diese Weise wird einerseits die Wiederaufladung einer leeren Batterie erleichtert und andererseits die Überladung einer vollen Batterie vermieden.

Bild 10 zeigt die Toleranzbänder der Regelspannung für hohe und niedrige Generatorströme in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur des Reglers.

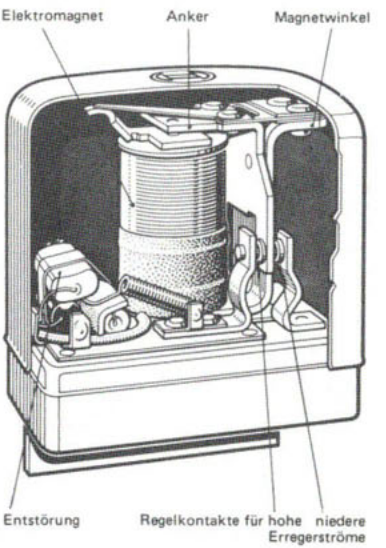


Bild 9. Zweistufiger Kontaktregler

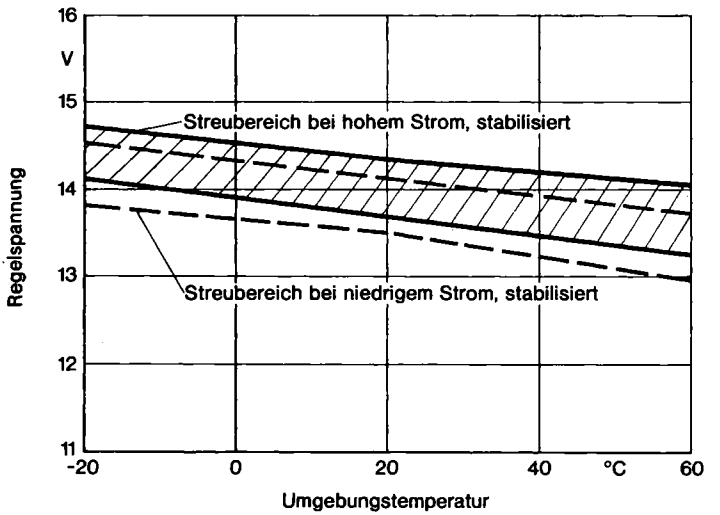


Bild 10. Abhängigkeit der Regelspannung von der Umgebungstemperatur

242 Transistorregler

Die heutigen Transistorregler haben gegenüber den Kontaktreglern folgende Vorteile:

- genauere Tolerierung der Regelspannung,
- keine Verschleißteile,
- Möglichkeit des An- oder Einbaues in den Drehstromgenerator (Einsparung der Verkabelung),
- geeignet für höhere Erregerströme, insbesondere bei 24V-Anlagen.

Bild 11 zeigt einen Transistorregler für den Anbau an PKW-Drehstromgeneratoren. Die zugehörige Schaltung ist im Bild 12 dargestellt.

Bei niedriger Bordnetzspannung ist der Transistor T1 stromführend und an der Feldwicklung des Generators liegt – abgesehen vom Spannungsabfall an T1 – die Bordnetzspannung. Dabei ist der Generator voll erregt, die Generatorspannung steigt an. Die Generatorspannung liegt aber auch am Spannungsteiler, der aus R5, R6, R7 (R7 = Abgleichwiderstand, C1 dient zur Glättung der Generatorwelligkeit) und der Strecke D2, D3, D4 und R4 gebildet wird. Ist die Zenerspannung an der Z-Diode D2 erreicht, so wird diese leitend, wodurch die Basis des Steuertransistors T3 an eine positive Spannung gelegt wird. Ist die Basisspannung genügend hoch, so schaltet T3 durch. Dadurch

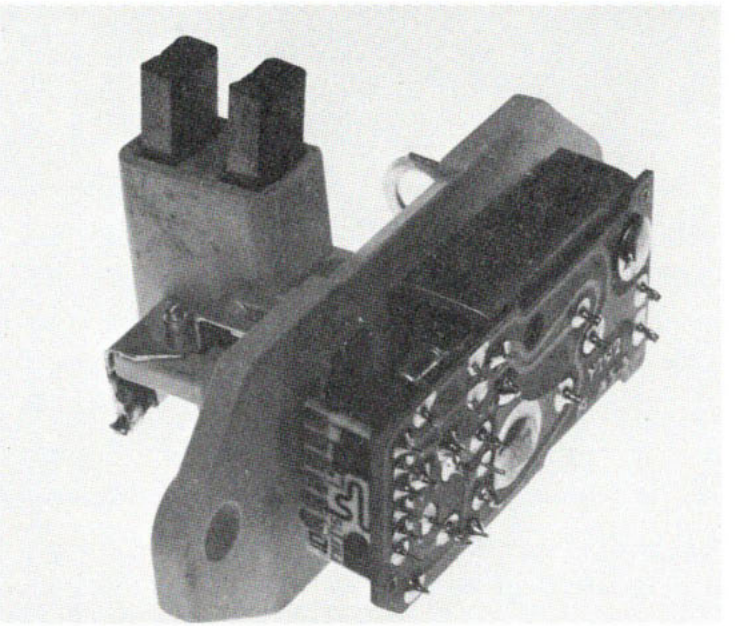


Bild 11. Bürstenhalter mit Anbautransistorregler für PKW-Drehstromgeneratoren

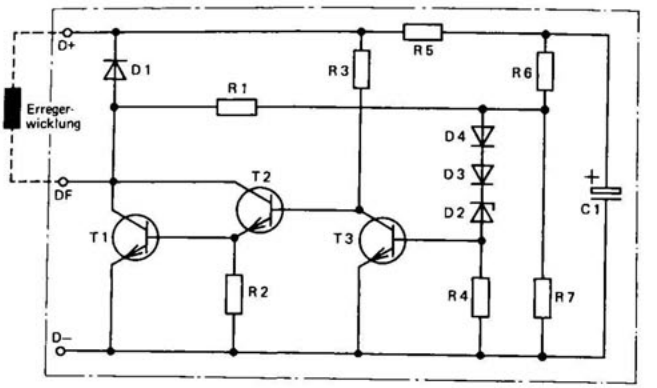


Bild 12. Schaltbild für Transistorregler nach Bild 11

wird aber die Basis des Transistors T2 an D- gelegt, es fließt kein Basisstrom mehr und der Transistor T2 und damit auch der Leistungstransistor T1 (T1 und T2 in Darlingtonschaltung) werden gesperrt. Wäh-

rend des Schaltens von T1 wird die Spannung am Widerstand R1 immer positiver. Dieses positive Potential überträgt sich über D3, D4 und D2 wieder auf die Basis von T3, so daß der Schaltvorgang beschleunigt wird (Mitkopplung). Der Feldstrom fließt über die Diode D1 weiter und nimmt ab. Durch den Rückgang des Erregerstromes sinkt die Bordnetzspannung ab, bis T3 wieder gesperrt und T1 leitend wird. Bei diesem Regelvorgang (sog. Zweipunktregelung) wird also die Feldwicklung abwechselnd an die Bordnetzspannung gelegt oder über die Diode D1 kurzgeschlossen; das Tastverhältnis hängt im Wesentlichen von der Generatordrehzahl und vom Laststrom ab.

Durch geeignete Wahl der Widerstände R4, R5, R6 und R7, der Durchbruchspannung der Zenerdiode D2 und mit Hilfe der Dioden D3 und D4 kann die Temperaturkompensierung der Regelspannung eingestellt werden. Es ist insbesondere darauf zu achten, daß bei tiefen Temperaturen die Regelspannung nicht zu sehr ansteigt, um die Lampenlebensdauer nicht zu gefährden. Die Regelspannung sollte den Wert von 14,5V nicht wesentlich überschreiten, wenn als Spannungsabfall zwischen Generator und Lampen etwa 0,6V angenommen werden.

Literatur

[1] Frister, M., Neue elektrische Automobil-Ausrüstungen. ETZ, Ausg. B, 15 (1963), S. 1–5.
[2] Mittag, H., Die elektrische Energieversorgung im Kraftfahrzeug, Automobil-Industrie 2 (1965).
[3] Rittberger, K., Drehstrom-Generatoren und Transistor-Regler für Omnibusse, Nahverkehrs-Praxis, 16 (1968) S. 294–300.
[4] Zimmermann, K., Die Drehstrom-Klauenpolmaschine, ein nahezu wartungsfreier Kraftfahrzeug-Generator, BOSCH Technische Berichte 3, H. 1 (1969).
[5] BOSCH Technische Unterrichtung Generatoren, (1974).

1.82 Batterie

Helmut Mohl

1 Einleitung
2 Aufbau einer Bleibatterie
3 Batteriekennwerte
31 Kälteprüfstrom
32 Kennlinien
4 Wartungsfreie Batterien

1 Einleitung

Nachstehende Beschreibung des Aufbaus einer modernen Bleibatterie für die Verwendung im Kraftfahrzeug zeigt die wesentlichen Entwicklungsfortschritte der letzten Jahre. Sie beinhalten in erster Linie Maßnahmen, die zu einer Funktionsverbesserung und Erhöhung der Lebensdauer beitragen. Daneben kam der Reduzierung des Wartungsaufwandes erhöhte Bedeutung bei, die zur Entwicklung der wartungsfreien Batterie führte.

Zur Charakterisierung der Starterbatterie bezüglich ihrer elektrischen Eigenschaften wurde neben den im ATH, Band 1 genannten Begriffen Nennkapazität und Nennspannung der Begriff des Kälteprüfstromes eingeführt. Schließlich sind einige wesentliche Kennlinien der heute im Kraftfahrzeug ausschließlich verwendeten 12 V-Starterbatterie ergänzend zu denen im ATH Band 1 für die 6 V-Batterie aufgeführt.

2 Aufbau einer Bleibatterie

Bild 1 zeigt den Aufbau einer modernen 12 V-Starterbatterie. Die wesentlichsten Unterschiede gegenüber früheren Batterie-Ausführungen sind:

- *Blockkasten mit Bodenleisten*

  Dadurch ist eine einfache und kostensparende Befestigung der Batterie im Fahrzeug möglich.

- *Gemeinsamer Blockdeckel*

  Die Zellen sind durch einen gemeinsamen Deckel abgedeckt und verschlossen, es wird keine Vergußmasse mehr verwendet. Die Batterie ist dadurch widerstandsfähiger gegen Auftreten von Undichtheiten bei starken Temperaturwechseln und hoher Schüttelbeanspruchung.

- *Direktzellenverbinder*

  Die positiven und negativen Platten sind oben jeweils durch einen Plattenverbinder elektrisch miteinander verbunden. Von diesen führt bei modernen Batterien ein Polschaft elektrolytdicht über

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

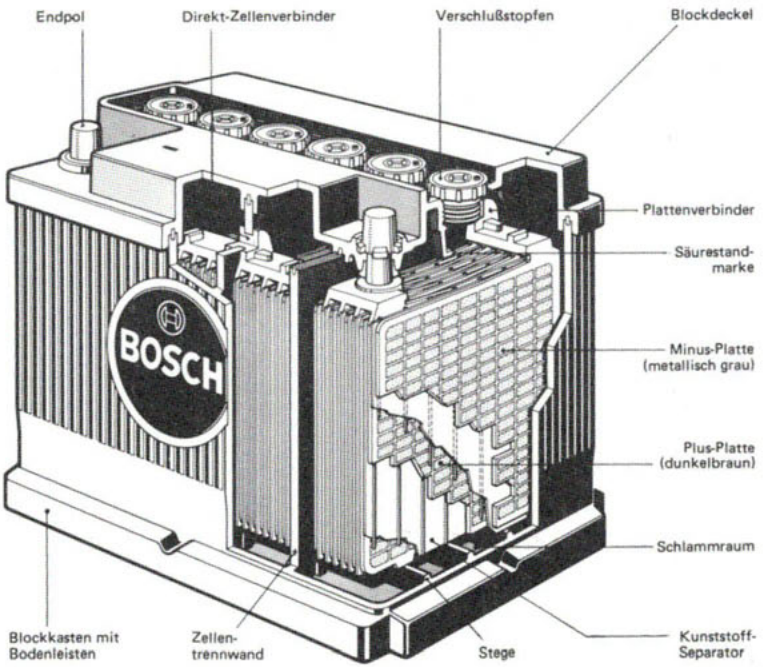


Bild 1. Aufbau einer 12 V – Kraftfahrzeug-Batterie

oder auf dem kürzesten Weg durch die Zellentrennwand hindurch zum gegenpoligen Polschaft der Nachbarzelle. Die Vorteile sind geringerer Innenwiderstand, das bedeutet höheres Startvermögen, außerdem wird die Kurzschlußgefahr durch äußere Einflüsse verringert.

– *Verbesserter Separator*
Durch die Verwendung einteiliger Separatoren aus Kunststoff konnte die Plattenisolation verbessert und die Streuung der Werte, die durch den Separator beeinflußt werden, insbesondere des elektrischen Durchgangswiderstandes, verringert werden.

3 Batteriekennwerte

31 Kälteprüfstrom

Zur Charakterisierung der Starterbatterie in bezug auf ihre elektrischen Eigenschaften wurde zu den Begriffen Nennspannung und Nennkapa-

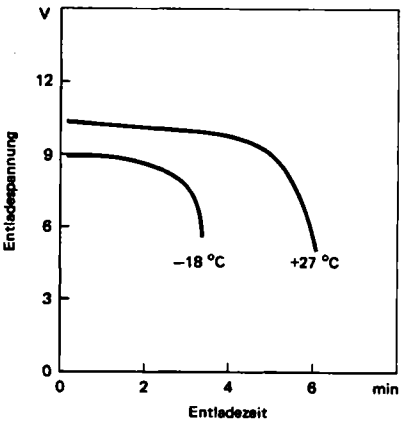


Bild 2. Entladung einer 12 Volt-Batterie bei −18°C und +27°C mit dem Kälteprüfstrom

zität der Begriff Kälteprüfstrom eingeführt. Er ist ein Maß für die Startfähigkeit und Startreserve der Batterie.

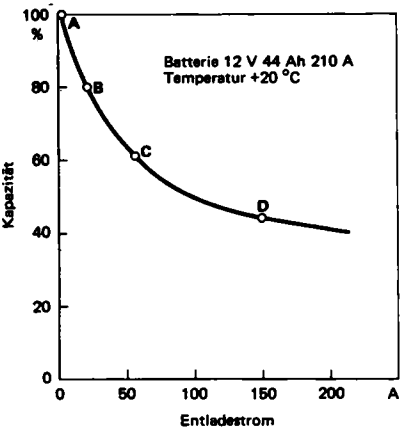
Der Kälteprüfstrom ist ein vorgeschriebener hoher Entladestrom, mit dem die zu prüfende und zu diesem Zweck auf eine tiefe Ausgangstemperatur (− 18°C) gebrachte Batterie entladen wird. Nach DIN 72311, Blatt 7 muß die auf − 18°C abgekühlte Batterie bei Belastung mit dem Kälteprüfstrom nach einer Entladedauer von 30s eine Spannung von mindestens 1,4V/Zelle und nach 180s Entladezeit mindestens 1,0V/Zelle aufweisen (Bild 2).

32 Kennlinien

Ergänzend zu den Ausführungen im ATH, Bd. 1, die sich auf 6V-Batterien beziehen, sind nachstehend die wesentlichsten Kennlinien der heute im Kraftfahrzeug ausschließlich verwendeten 12 V-Starterbatterie dargestellt.

Die Kapazität ist keine konstante Größe, sondern hängt unter anderem von der Entladestromstärke ab (Bild 3). Je kleiner die Entladestromstärke, desto größer ist die Kapazität und umgekehrt. Zum Vergleich ist im Bild 3 der Strombedarf einiger wichtiger Stromverbraucher des Kraftfahrzeugs sowie der 20-stündige Entladestrom der Batterie angegeben.

Kapazität und Entladespannung einer Batterie nehmen mit sinkender Temperatur infolge des höheren Innenwiderstandes erheblich ab (Bild 4). Die Fahrzeug-Batterie darf deshalb nicht zu knapp gewählt werden, sonst besteht bei großer Kälte die Gefahr, daß der Verbren-



A = 20-stündiger Entladestrom (Entladeschlußspannung $U_S = 10{,}5$ V)
B = Stromverbrauch Zündung + Beleuchtung ($U_S \sim 9$V)
C = Stromverbrauch Zündung + Beleuchtung + Nebellicht + Heizgebläse + Scheibenheizung + Wischer + Radio ($U_S \sim 9$V)
D = mittlerer Starterstrom ($U_S = 6$V)

Bild 3. Batteriekapazität in Abhängigkeit vom Entladestrom

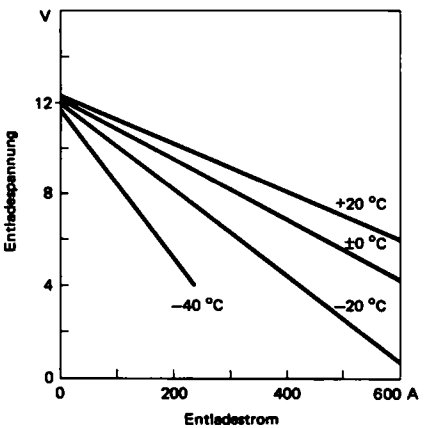


Bild 4. Einfluß der Temperatur auf die Entladespannung.
Entladekennlinien einer 12 V-Volt-Batterie (halb entladen) bei verschiedenen Temperaturen

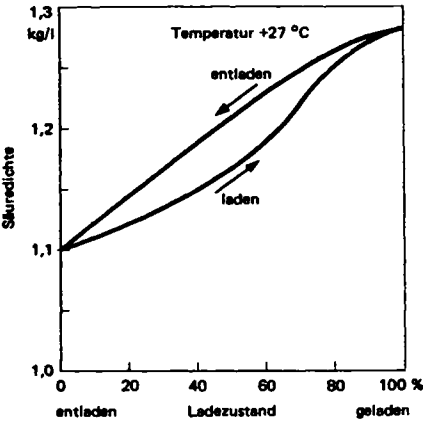


Bild 5. Säuredichte einer Batterie bei Ladung und Entladung.
Die Säuredichte nimmt während der Entladung ab, im Verlaufe der Ladung dagegen zu

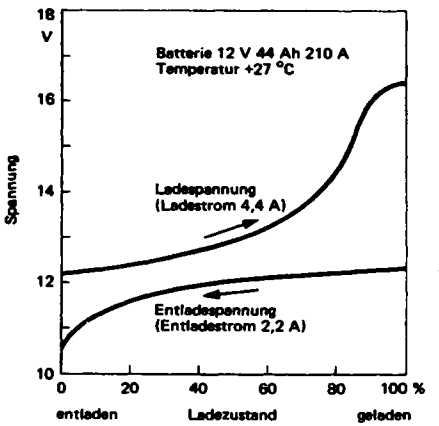


Bild 6. Klemmenspannung einer Batterie bei Ladung und Entladung.
Die Klemmenspannung nimmt während der Entladung ab, im Verlaufe der Ladung dagegen zu

nungsmotor beim Starten nicht mit der erforderlichen Drehzahl und nicht lange genug durchgedreht wird (vgl. hierzu Bild 3 im Abschnitt Elektrische Startanlagen).
Die Bilder 5 und 6 zeigen den Verlauf von Säuredichte und Klemmenspannung beim Laden und Entladen einer Batterie.

4 Wartungsfreie Batterien

Bei herkömmlichen Starterbatterien muß in Abständen von etwa 4–6 Wochen der Säurestand überprüft werden und, falls erforderlich, gereinigtes Wasser nachgefüllt werden. Bei wartungsfreien Batterien braucht während der gesamten Batterie-Lebensdauer kein Wasser nachgefüllt zu werden. Solche Batterien können deshalb auch an schlecht zugänglichen Stellen im Kraftfahrzeug eingebaut werden.

Durch metallurgische und konstruktive Maßnahmen und/oder katalytische Rückgewinnung von zersetztem Wasser wird bei diesen Batterien erreicht, daß die Elektrolytreserve oberhalb der Platten für die gesamte Lebensdauer der Batterie ausreicht und zwar ohne Änderung der Regulierspannung im Kraftfahrzeug. Wird eine wartungsfreie Batterie außerhalb des Kraftfahrzeuges nachgeladen, so darf die Ladespannung nicht mehr als 2,35 V/Zelle betragen.

Literatur

[1] Garten, W., Bleiakkumulatoren. Varta Fachbuchreihe, Bd. 1 9. Aufl. (1968).
[2] Witte, E., Blei- und Stahlakkumulatoren. Varta Fachbuchreihe, Bd. 4 3. Aufl. (1969).
[3] Bosch, Technische Unterrichtung Batterien (1974).

1.83 Zündanlage

Hans Neu

1 Anforderungen an moderne Zündanlagen
11 Leistungsdaten der Zündanlage
12 Zündzeitpunkt
2 Funktionsgruppen moderner Zündanlagen
21 Übersicht
22 Kontaktlose Auslösesysteme
23 Verstellsysteme
231 Mechanische Verstellsysteme
232 Elektronische Verstellsysteme
24 Hochspannungserzeugung
241 Systeme mit induktiver Energiespeicherung (Spulenzündung)
242 Systeme mit kapazitiver Energiespeicherung (Kondensatorzündung)
243 Systeme mit induktiver und kapazitiver Energiespeicherung (Kombinationszündung)
25 Hochspannungsverteilung
3 Sonderprobleme
31 Vorfunkenstrecken
32 Zündanlagen für 2-Takt-Motoren

1 Anforderungen an moderne Zündanlagen

11 Leistungsdaten der Zündanlage

Die Anforderungen an die Leistung von Zündanlagen sind in den letzten Jahren vielfältiger geworden. Während früher das Interesse fast ausschließlich dem Spannungsangebot galt, sind heute, nicht zuletzt wegen der Bemühungen um die Reinigung der Motorabgase, Funkendauer und Innenwiderstand zu wichtigen Kenngrößen geworden [1].

Das Spannungsangebot – die Amplitude des von der Zündanlage abgegebenen Hochspannungsimpulses – muß den Spannungsbedarf des Motors mit einer angemessenen Reserve abdecken. Übliche Werte liegen zwischen etwa 20 kV und 30 kV. Gemessen wird fast ausschließlich nur noch mit Oszillographen und zugehörigen Hochspannungstastköpfen.

Eine ausreichende Funkendauer – die Zeit zwischen dem Durchbruch der Kerzenfunkenstrecke und dem Ende der sich anschließenden Glimmentladung – ist wichtig für die sichere Verbrennungseinleitung im Motor, insbesondere bei magerem Gemisch. Übliche Werte liegen zwischen etwa 0,1 ms und 1,5 ms. Zur Messung des Entladungsstromes und damit der Funkendauer werden Oszillographen mit Stromzangen oder Shunts verwendet.

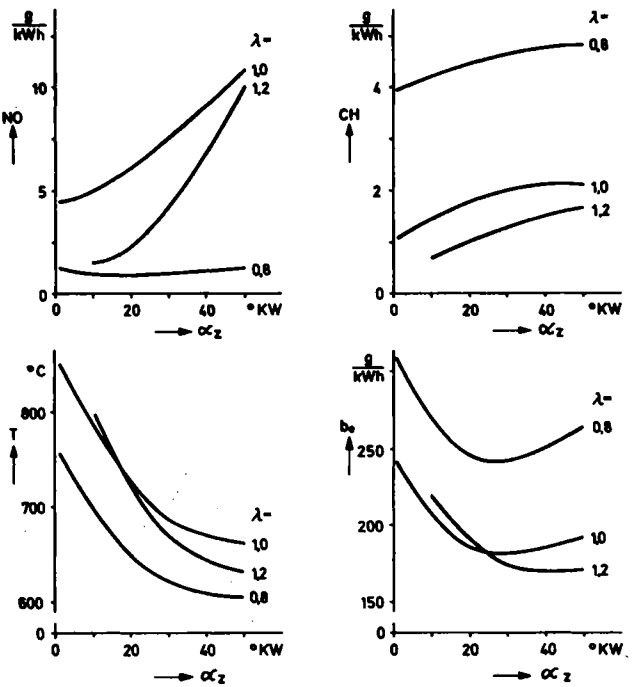
Der Innenwiderstand – üblicherweise definiert als Belastungswiderstand, bei dem das Spannungsangebot gegenüber dem unbelasteten Zustand auf die Hälfte zurückgeht, (auch andere Definitionen sind gebräuchlich) – ist maßgebend für den Rückgang des Spannungsangebots bei Kerzennebenschlüssen. Übliche Werte liegen zwischen 50 kOhm und 500 kOhm.

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

Die Festlegung der Leistungsdaten kann nicht unabhängig voneinander erfolgen. Es ist eine Optimierung durchzuführen, in die auch die Energie des Hochspannungsimpulses, die Stromaufnahme der Zündanlage, ihre thermischen Verluste und die Entstörung einzubeziehen sind.

12 Zündzeitpunkt

Die Festlegung des Zündzeitpunktes ist zu einer Optimierungsaufgabe geworden, bei der die Forderungen nach hoher Leistung, geringem spezifischen Kraftstoffverbrauch, gutem Fahrverhalten und die Einhaltung von vorgegebenen Grenzwerten für Konzentrationen oder Massen verschiedener schädlicher Abgasbestandteile gegeneinander ab-



(λ = 1 ≙ stöchiometrisches Mischungsverhältnis, λ < 1 ≙ Kraftstoffüberschuß. λ > 1 ≙ Luftüberschuß). (1,9 l/4 Zyl.-Motor, p_{me} = 4,7 bar, P = 14,7 kW).

Bild 1. Einfluß des Zündzeitpunktes α_z auf die Emission von Stickoxid NO, unverbrannten Kohlenwasserstoffen CH, Abgastemperatur T und spezifischen Verbrauch b_e bei unterschiedlicher Zusammensetzung des Luftkraftstoffgemisches λ

gewogen werden müssen. Der Einfluß des Zündzeitpunktes auf verschiedene dieser Größen ist in Bild 1 dargestellt u. a. auch für die Abgastemperatur, die für die eventuelle Nachbehandlung der Abgase in Katalysatoren oder Reaktoren wichtig ist.

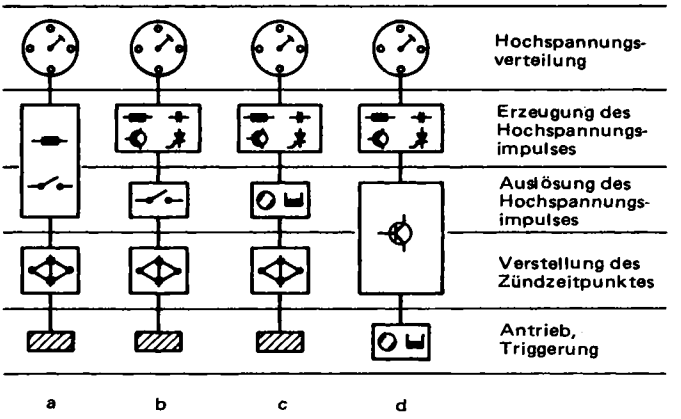
Die Vielfalt der Anforderungen hat zu Forderungen nach höherer Genauigkeit und Konstanz des Zündzeitpunktes geführt. In einer ganzen Reihe von Fällen wird ferner der Zündzeitpunkt außer von der Motordrehzahl und dem Lastzustand von weiteren Betriebswerten des Motors beeinflußt z. B. von der Kühlwassertemperatur, der Getriebestellung, der Stellung der Drosselklappe [1, 2].

Die Arbeit bei der Festlegung der Verstellinien, das Durchspielen verschiedener Varianten, läßt sich mit einem sog. Verstelliniensimulator erleichtern. Die Verstellung des Zündzeitpunktes erfolgt hier elektronisch. Die Kennlinien werden an Potentiometern eingestellt und sind leicht zu variieren [3].

2 Funktionsgruppen moderner Zündanlagen

21 Übersicht

Die Funktionsgruppen einer Zündanlage sind Verstellung des Zündzeitpunktes, Auslösung und Erzeugung eines Hochspannungsimpulses, Verteilung des Hochspannungsimpulses auf die verschiedenen Zündkerzen des Motors. Neben Weiterentwicklungen und Verbesse-



a) konventionelle Spulenzündung
b) kontaktgesteuerte elektronische Zündanlage
c) kontaktlose elektronische Zündanlage
d) vollelektronische Zündanlage

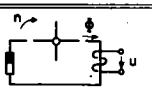
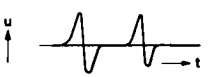
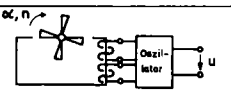
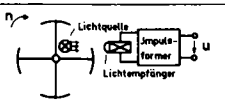
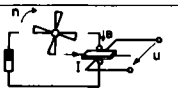
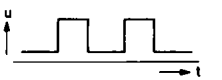
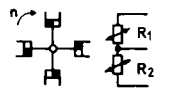
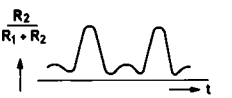
Bild 2. Auflösung von Zündanlagen in Funktionsgruppen

rungen an den mechanischen Teilen dieser Funktionsgruppen werden diese in zunehmendem Maße auch elektronisch realisiert. Die verschiedenen Möglichkeiten elektronischer Lösungen sind in Bild 2 verdeutlicht.

22 Kontaktlose Auslösesysteme

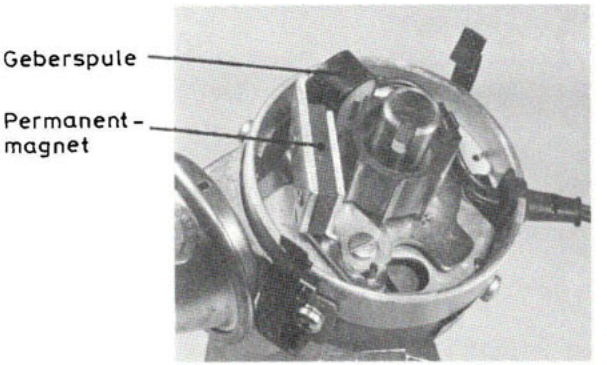
Die verschiedenen Prinzipe, nach denen sich kontaktlose Geber- oder Auslösesysteme verwirklichen lassen, sind in Bild 3 zusammengestellt [4, 5].

Bei der serienmäßigen Ausrüstung von Kraftfahrzeugen mit kontaktlosen elektronischen Zündanlagen dominiert heute der Induktionsgeber. Zur Auslösung des Hochspannungsimpulses wird in der Regel der steile Verlauf des Signals in der Nähe des Nulldurchganges ausge-

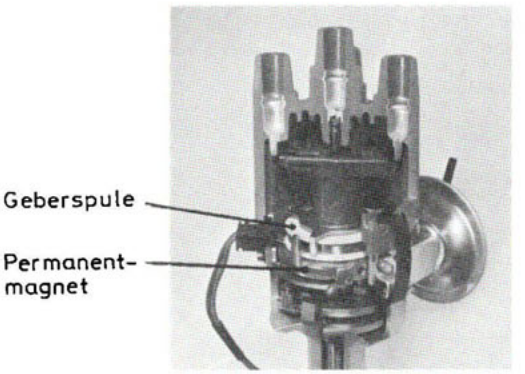
Bezeichnung und ausgenützter physikalischer Effekt	Wirkungsweise Prinzip	Signalform
Induktionsgeber $u \sim \frac{d\Phi}{dt}$		
Geber nach dem Oszillatorprinzip $u = u_0(\alpha) \sin \omega t$		
Optischer Geber $u \sim E$		
Hallgeber $u \sim B \cdot I$		
Geber mit induktionsabhängigen Widerständen $R = R(B)$		

Bedeutung der verwendeten Symbole:
B Magnetische Induktion
E Beleuchtungsstärke
I Steuerstrom
Φ Magnetischer Fluß

Bild 3. Übersicht über kontaktlose Gebersysteme



a) Einzahnabtastung (Chrysler) Achse der Geberspule senkrecht zur Achse des Zündverteilers. Magnetischer Fluß wird nur über einen Zahn des Rotors geführt



b) Mehrzahnabtastung (Bosch) Geberspule und Permanentmagnet umschließen die Achse des Zündverteilers. Magnetischer Fluß wird parallel über sämtliche Zähne von Rotor und Stator geführt

Bild 4. Ausführungsformen von Induktionsgebern

nützt. Die Amplitude des Signals ist näherungsweise proportional zur Drehzahl des Motors. Die Ansprechdrehzahl, die zur Durchsteuerung der nachgeschalteten Elektronik überschritten werden muß, liegt unterhalb der Drehzahlen, die im Startbetrieb des Motors auftreten. Zwei serienmäßige Ausführungen von Induktionsgebern sind in Bild 4a und b zu sehen.

In einigen Fällen werden auch Gebersysteme eingesetzt, die nach dem Oszillatorprinzip arbeiten, vgl. Bild 5, und optische Geber, Bild 6. Ferner sind Systeme mit Hallsonden und induktionsabhängigen Widerständen (Feldplatten) in Überlegung.

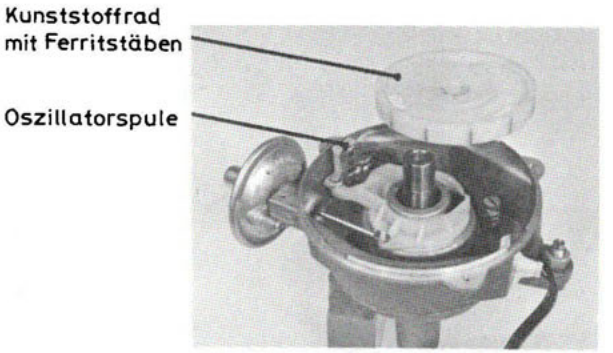


Bild 5. Geber nach dem Oszillatorprinzip (Lucas)

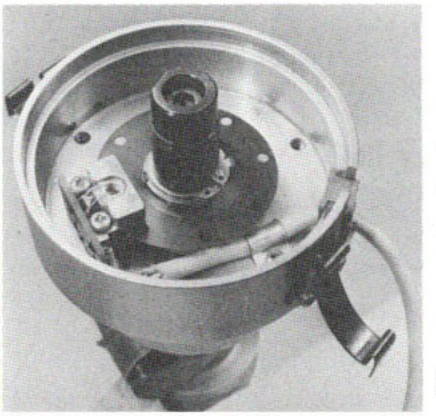
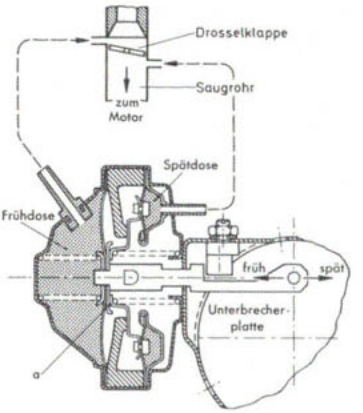


Bild 6. Optischer Geber (Accel)

23 Verstellsysteme

231 Mechanische Verstellsysteme

Zündverteiler besitzen heute fast ausnahmslos eine drehzahl- und unterdruckabhängige Verstellung zur Optimierung von Leistung und Verbrauch. Die Unterdruckverstellung wird auch zur Abgasreinigung herangezogen. Mit Hilfe einer Doppeldose ist es möglich, neben der Verstellung des Zündzeitpunktes bei Teillast in Richtung „früh", im Leerlaufbereich des Motors und im Schiebebetrieb den Zündzeitpunkt in Richtung „spät" zu verstellen. Die beiden Dosenhälften sind mechanisch derart entkoppelt, daß bei gleichzeitiger Beaufschlagung mit Unterdruck die Verstellung in Richtung „früh" Vorrang hat [1] (Bild 7).



Abstützung zur Entkoppelung der beiden Dosenhälften bei a

Bild 7. Schnittbild und Anschlußschema einer Doppeldose

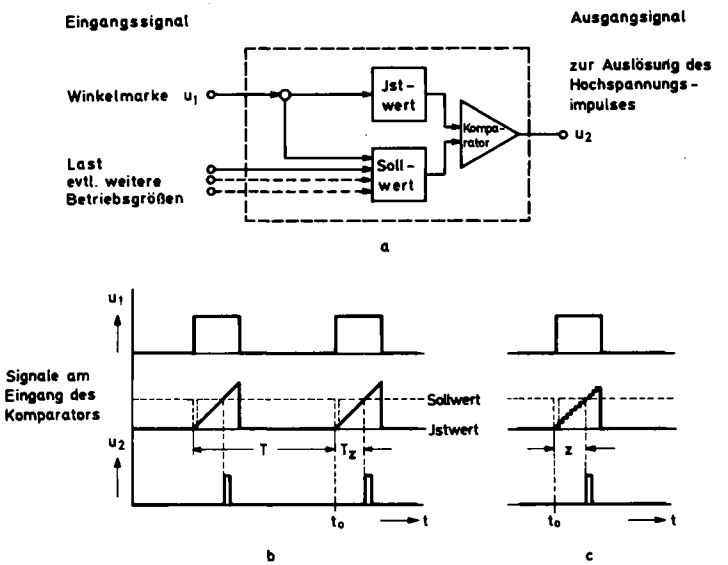
232 Elektronische Verstellsysteme

Die Verstellung des Zündzeitpunktes auf elektronischem Wege beruht auf der definierten Verzögerung eines z. B. von der Kurbelwelle ausgelösten Impulses. Die Auslösung dieses Impulses erfolgt vor dem oberen Totpunkt etwa in der Winkellage, in der die Zündung bei maximaler Frühverstellung stattfinden soll. Der Impuls, die Winkelmarke u_1, triggert[1]) entsprechend Bild 8a einen Istwertbilder und gelangt außerdem parallel hierzu, gemeinsam mit weiteren Betriebswerten, die zur Zündzeitpunktverstellung herangezogen werden, an den Eingang eines Sollwertbilders. Je nach Art der Signalverarbeitung wird zwischen analogen und digitalen Systemen unterschieden.

Bei analogen Systemen erfolgt die Signalverarbeitung durch Bilden und Vergleichen von Spannungen. Ausgelöst durch die Winkelmarke u_1 beginnt zum Zeitpunkt t_0 der Istwert linear anzuwachsen (Bild 8b). Er wird verglichen mit dem fortlaufend neu gebildeten Sollwert. Bei Gleichheit von Ist- und Sollwert, die nach der Zeit T_z erreicht ist, wird durch den Komparator der Hochspannungsimpuls ausgelöst.

Bei digitalen Systemen erfolgt die Signalverarbeitung durch Zählen und Vergleich von Zählerständen [6]. Ausgelöst durch die Winkelmarke u_1 beginnt zum Zeitpunkt t_0 das Zählen des Istwertes (Bild 8c). Die Zählimpulse können dabei entweder von einer z. B. auf der Kurbelwelle sitzenden Impulsscheibe oder einem Taktgenerator stammen. Nach z Impulsen ist Gleichheit von Ist- und Sollwert erreicht und der Hochspannungsimpuls wird ausgelöst.

1) triggern = auslösen eines Vorganges durch Signalerkennung.



a) Blockschaltbild
b) Impulsverzögerung analog
c) Impulsverzögerung digital

Bild 8. Prinzip der elektronischen Zündzeitpunktverstellung

24 Hochspannungserzeugung

241 Systeme mit induktiver Energiespeicherung (Spulenzündung)

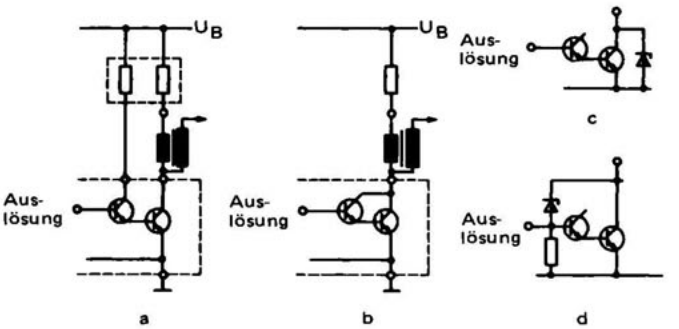
a) Zündspule:

Die verbreiteste Form der Zündspule ist die Stabform (ATH, Bd. 1, S. 411). Daneben haben auch Zündspulen mit geschlossenem Eisenkern und mit Kunststoff umspritzter Wicklung Eingang in die Kraftfahrzeugausrüstung gefunden (Bild 9).

b) Leistungselektronik:

Transistoren in den Endstufen von Zündanlagen sind heute ausnahmslos Siliziumtransistoren. Der Ausgangstransistor wird über einen Treiber angesteuert, wobei Emitter- oder Darlingtonschaltungen gebräuchlich sind, (Bild 10a und b). Bei der Emitterschaltung befindet sich der Kollektorwiderstand des Treibers wegen des großen Energieumsatzes gelegentlich außerhalb des Schaltgerätes und ist mit dem Vorwiderstand der Zündspule zu einer Einheit zusammengefaßt, wie in Bild 10a angedeutet.

Bild 9. Zündspule mit geschlossenem Eisenkern und kunststoffumspritzter Wicklung (Delco-Remy)



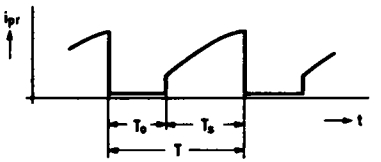
a) Ausgangstransistor mit Treiber in Emitterschaltung
b) Ausgangstransistor mit Treiber in Darlingtonschaltung
c) Spannungsbegrenzung durch Kollektor-Emitter-Klammerung
d) Spannungsbegrenzung durch Kollektor-Basis-Klammerung

Bild 10. Schaltungsvarianten der Endstufen von Transistor-Spulenzündanlagen

Der Ausgangstransistor wird gegen zu hohe Spannungen (z. B. bei unterbrochenen Zündkabeln) mit Zenerdioden geschützt. Gebräuchlich ist die Kollektor-Emitter- und die Kollektor-Basis-Klammerung nach Bild 10c u. d. Der Überschuß an Energie, die Ursache für die zu hohe Spannung, wird bei der Kollektor-Emitter-Klammerung in der Zenerdiode selbst, bei der Kollektor-Basis-Klammerung hingegen im Ausgangstransistor in Wärme umgesetzt [7].

c) Steuerung der Einschaltdauer:

Die relative Einschaltdauer des Primärstromes der Zündspule (Bild 11)



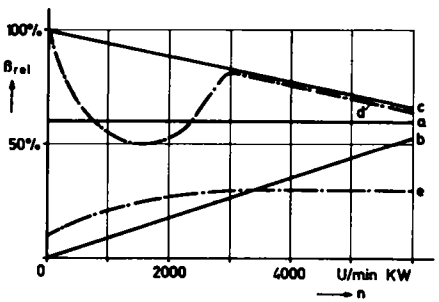
To = Offenzeit
Ts = Schließzeit
T = Zündabstand

Bild 11. Zeitlicher Verlauf des Primärstromes i_{pr} in der Zündspule

$$ß_{rel} = T_s/T \text{ (Tastverhältnis)}$$

ist bei konventionellen, kontaktgesteuerten Zündanlagen über der Motordrehzahl konstant (Bild 12, Kurve a). Sie läßt sich bei elektronischen Zündanlagen abhängig von der Motordrehzahl derart variieren, daß der von der konventionellen, kontaktgesteuerten Spulenzündung her bekannte Rückgang des Spannungsangebots mit steigender Motordrehzahl durch Vergrößerung der relativen Einschaltdauer ganz oder teilweise kompensiert wird.

Bei serienmäßigen Zündanlagen trifft man in der Regel kombinierte Steuerungen, die sich aus den 3 Grundsteuerungen konstanter Schließwinkel, konstante Schließzeit und konstante Offenzeit zusammensetzen, Bild 12, je nachdem, ob die Höhe des Zündspannungsangebots, die Funkendauer oder die thermische Belastung der Zündspule im Vordergrund des Interesses stehen.



a) konstanter Schließwinkel (d. h. konstantes Verhältnis Schließzeit/Offenzeit)
b) konstante Schließzeit
c) konstante Offenzeit
d) kombinierte Schließwinkel-Offenzeitsteuerung (Bosch)
e) Schließzeitsteuerung mit überlagerter Stromregelung (Delco-Remy)

Bild 12. Verlauf der relativen Einschaltdauer $ß_{rel}$ als Funktion der Motordrehzahl n bei verschiedenen Arten der Steuerung

242 Systeme mit kapazitiver Energiespeicherung (Kondensatorzündung)

Bei Kondensatorzündanlagen wird eine Speicherkapazität aus dem Bordnetz über einen Wandler auf eine Spannung von einigen 100 V aufgeladen (Bild 13).

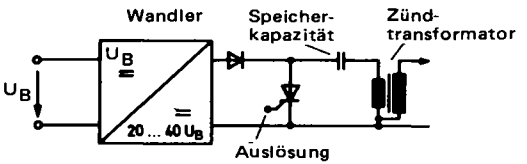


Bild 13. Prinzipschaltbild einer Kondensatorzündanlage

Für Wandler gibt es eine Vielzahl von Ausführungsvarianten. Sie lassen sich in Durchfluß- und Sperrwandler unterteilen, wobei letztere wegen des günstigeren Wirkungsgrades und der Verfügbarkeit geeigneter Transistoren heute bevorzugt werden. Je nach Art, wie die Speicherkapazität aufgeladen wird, kann weiter zwischen Mehrimpuls- und Einzelimpulsaufladung unterschieden werden, zwischen Wandlern mit nicht geregelter und geregelter Aufladung zum Ausgleich von Schwankungen der Batteriespannung.

Der Hochspannungsimpuls wird durch Zünden eines Thyristors ausgelöst, wobei die aufgeladene Speicherkapazität schlagartig mit der Primärwicklung des Zündtransformators verbunden wird.

Der Zündtransformator, zur Übersetzung der Kondensatorspannung auf die benötigte Zündspannung, dient im Gegensatz zur Zündspule nicht als Energiespeicher. Er unterscheidet sich von dieser durch seine hohe, jedoch nur kurzzeitige Strombelastung und durch seine um eine Größenordnung kleineren Impedanzen.

243 Systeme mit induktiver und kapazitiver Energiespeicherung (Kombinationszündung)

Systeme mit kombinierter Energiespeicherung vereinen den Vorteil der Kondensatorzündung – kleiner Innenwiderstand der Zündanlage – mit dem der Spulenzündung – lange Entladungsdauer. Das Prinzip ist in Bild 14 dargestellt.

Der Kondensator- und der Spulenkreis, die durch Dioden entkoppelt sind, werden über einen gekoppelten Schalter (elektronisch) gleichzeitig ausgelöst [8]. Der entsprechend hohe Aufwand stand bisher einem serienmäßigen Einsatz in der Kraftfahrzeugausrüstung entgegen.

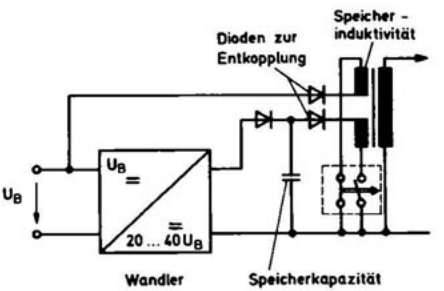
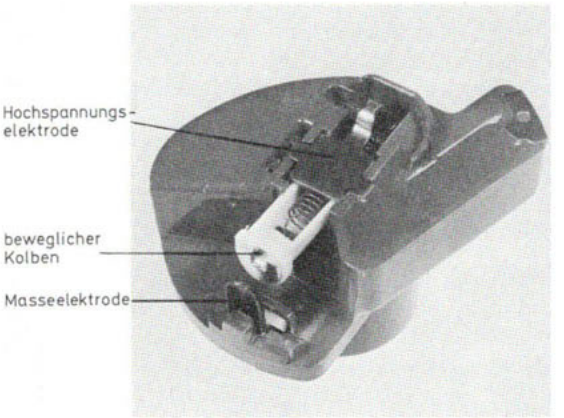


Bild 14. Prinzipschaltbild einer Kombinationszündanlage

25 Hochspannungsverteilung

Zum Schutz gegen Überdrehen ist bei einigen Motoren der Verteilerfinger im Zündverteiler als Drehzahlbegrenzer ausgebildet. Ein kleiner Kolben, elektrisch mit der Mittelelektrode des Zündverteilers verbunden, wird durch die Zentrifugalkraft ausgelenkt. Er nähert sich hierbei einer Masseelektrode und schließt von einer bestimmten Drehzahl an den Hochspannungsausgang der Zündanlage kurz (Bild 15).

Die Isolationsfähigkeit von hochspannungsführenden Teilen wird durch Klima- und Umwelteinflüsse beeinträchtigt. Zur Vermeidung einer direkten Beaufschlagung der Zündverteilerkappe mit Schmutz und Spritzwasser wird diese gelegentlich mit einer Haube geschützt [9].



beweglicher Kolben befindet sich etwa in der Stellung, in der die Drehzahlbegrenzung einsetzt

Bild 15. Verteilerfinger mit Drehzahlbegrenzer

3 Sonderprobleme

31 Vorfunkenstrecken

Wegen der nicht verschwindend kleinen Anstiegszeit des von der Zündanlage abgegebenen Hochspannungsimpulses verstreicht zwischen seinem Beginn und dem Funkenüberschlag an der Zündkerze eine gewisse Zeit. Während dieser Zeit entzieht ein eventuell vorhandener Nebenschlußwiderstand (parallel zur Kerzenfunkenstrecke) dem Hochspannungsimpuls Energie und reduziert damit dessen Amplitude. Durch eine Vorfunkenstrecke unmittelbar vor der Zündkerze und geeignete Abstimmung der Zündspannungen von Vorfunkenstrecke und Zündkerze läßt sich erreichen, daß Vorfunkenstrecke und Zündkerze praktisch gleichzeitig zünden und Nebenschlußwiderstände nicht zur Auswirkung kommen. Die Vorfunkenstrecken sind zusammen mit einem Entstörwiderstand im Kerzenstecker untergebracht. Sie sind in ein Glas eingeschmolzen und mit Inertgas gefüllt, so daß ihre Ansprech- und Brennspannung, unabhängig von Temperatur und Luftfeuchtigkeit, sehr konstant ist (Bild 16).

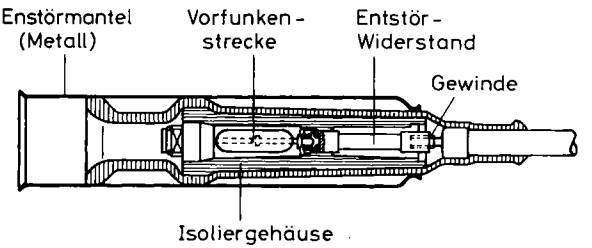


Bild 16. Kerzenstecker mit Vorfunkenstrecke

32 Zündanlagen für 2-Takt-Motoren

Für die Zündanlagen von 2-Takt-Motoren[2]) steht in der Regel keine Gleichspannungsquelle zur Spannungsversorgung zur Verfügung. Die Zündanlagen haben außerdem die Aufgabe den vom 2-Takt-Prinzip her möglichen Rückwärtslauf des Motors zu verhindern. Als Ausführungsbeispiel, an dem die spezifischen Probleme und ihre Lösungen zu erkennen sind, ist in Bild 17 eine kontaktlose Kondensatorzündung für Motorräder dargestellt.

Aus dem Ladeanker LA wird die Speicherkapazität C aufgeladen. Durch einen positiven Spannungsimpuls an der Geberwicklung G

2) Wie sie zum Antrieb von Motorrädern, Mopeds, Booten, Motorsägen usw. verwendet werden.

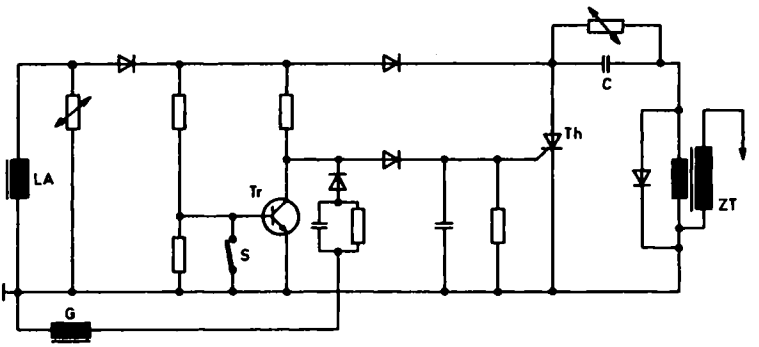


Bild 17. Kontaktlose Kondensatorzündanlage für Motorräder

wird bei gesperrtem Transistor Tr der Thyristor Th durchgeschaltet und am Zündtransformator ZT entsteht ein Hochspannungsimpuls. Wäre der Transistor Tr leitend, fände keine Auslösung statt, ein Zusammentreffen, das beim zu verhindernden Rückwärtslauf des Motors durch geeignete Wahl der Phasenlage von Lade- und Geberspannung erreicht wird. Der Schalter S ermöglicht das Abschalten der Zündanlage. Die Auslösung mit dem positiven Geberimpuls ermöglicht es, da seine Amplitude drehzahl abhängig ist, mit steigender Drehzahl eine Verstellung des Zündzeitpunktes in Richtung „früh" zu erreichen [10].

Literatur

[1] Ißler, J., Zündung und Abgas. Bosch Techn. Ber. 3 (1969), S. 15–20.
[2] Kline, P. C., Some Factors to Consider in the Design and Application of Automotive Ignition Systems. SAE 700083.
[3] Steinke, L., Schirmer, G., Elektronischer Zündverstelliniensimulator. Bosch Techn. Ber. 4 (1972) S. 43–46.
[4] Sharpe, J. W., Transistorized Ignition for High Speed Gasoline Engines. SAE 650498.
[5] Heuwieser, E., Kontaktloser Unterbrecher für Transistorzündanlage. Funkschau (1972) S. 907–909.
[6] Siebert, H. P., Digital gesteuertes Zündsystem für Verbrennungsmotoren. Elektronik 22 (1973) S. 321–324.
[7] Larges, E. R., Frank R. K., Schneider, A., Operating the Ignition Transistor Within Safe Limits. SAE, Techn. Progr. Ser. vol. 8 (1965) S. 76–82.
[8] Zündanlage zum Betrieb von Brennkraftmaschinen. Patentschrift DP 1 234 446 (1967).
[9] Kaufmann, R., Veith, G., Beeinflussung der Zündspannung im Kfz durch das Klima unter der Motorhaube. Bosch Techn. Ber. 3 (1970), S. 139–145.
[10] Höhne, G., Elektronische Zündsysteme für Ottomotoren. ATZ 70 (1968) S. 98–105.

1.84 Elektrische Startanlage

Helmut Mohl

1 Allgemeines

2 Starter-Ausführungen
21 Starter-Bauarten
22 Starter-Bauformen

3 Bemessung der Startanlage
31 Voraussetzungen
32 Motorspezifische Parameter
321 Starttiefsttemperatur
322 Durchdrehwiderstand
323 Mindeststartdrehzahl
33 Übersetzungsverhältnisse zwischen Ritzel und Zahnkranz
34 Starterspezifische Parameter
341 Starterleistung, -drehzahlen und -drehmomente
342 Starter-Kennlinien
35 Auslegung von Starter und Batterie

4 Starterverzahnung und Zahnkranzausführung

5 Anpassung und Einbau der Starter

6 Elektrische Starthilfsmittel

1 Allgemeines

Die Weiterentwicklung der Starter in den letzten Jahren war im wesentlichen gekennzeichnet durch Maßnahmen, die zur Anpassung der Starter an die erhöhten Beanspruchungen notwendig waren:

- Größere Dynamik der Motoren erfordert standfestere Einspurtriebe und Überholkupplungen,
- Gestiegene spezifische Motorleistungen und Motordrehzahlen verlangen höhere Schüttelfestigkeit der Starter,
- Vermehrter Salzstreuung auf den Straßen muß durch Maßnahmen zur Verhütung der Korrosion an den Einspurtrieben entsprochen werden. Insbesondere erfordert die ritzelseitige Beaufschlagung des Starters durch Wasser und Schmutz bei Automatikgetrieben, infolge der dort vorhandenen Öffnungen im Kupplungsgehäuse zur Abführung der Wärme, eine verbesserte Wasserdichtheit und Korrosionsbeständigkeit,
- Höhere Motorraumtemperaturen durch auspuffseitige Maßnahmen zur Abgasreinigung erweitern den Temperaturbereich, bei dem die Starterfunktion gewährleistet sein muß,
- Erhöhte Motorlebensdauer und Forderungen des Umweltschutzes (z. B. Motorabstellen bei Halt vor Ampeln) bedeuten erhöhte Starter-Lebensdauer und eine größere Anzahl von Startvorgängen.

Neben den genannten Forderungen standen Bemühungen um wirtschaftlich optimale Lösungen im Vordergrund der Entwicklung bei

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

elektrischen Startanlagen:

- Neue Technologien wie z. B. Kaltfließpressen ermöglichten funktionsgerechtere Bauelemente für den Starterfreilauf und -kollektor,
- Durch kleinere Abmessungen und geringeres Gewicht der Ankerwicklungen konnte die spezifische Leistung der Starter erhöht werden,
- Für die Felderregerwicklungen wurde neben Kupfer teilweise Aluminium eingeführt,
- Bemühungen, die Abmessungen des Starters klein zu halten, führten zu Ausführungen mit eingebautem Untersetzungsgetriebe,
- Neuentwickelte Permanentmagnete ersetzten vor allem bei Startern für kleine Motoren die Erregerwicklung. Ihre Anwendung dürfte künftig auch bei größeren Startern möglich sein.

2 Starter-Ausführungen

Hinsichtlich der *Starter-Ausführungen* hat sich noch keine allgemein gültige Standardlösung herausgebildet. Es finden die verschiedensten Bauarten und Bauformen Anwendung.

21 Starter-Bauarten

Die verschiedenen Starter-Bauarten werden nach der Art der Einspur-Bauelemente und ihrer Arbeitsweise gekennzeichnet. Die wichtigsten Bauarten sind:

Schraubtrieb-Starter
Schubanker-Starter
Schubtrieb-Starter
Schubschraubtrieb-Starter

Eine ausführliche Beschreibung der Bauarten erfolgte im ATH, Band 1.

Bild 1 zeigt einen Kurzbaustarter in der Bauart des Schubschraubtrieb-Starters, wie er heute überwiegend bei PKW-Motoren verwendet wird.

22 Starter-Bauformen

Hinsichtlich der Starter-Bauformen unterscheidet man:

- Starter mit Aufbauten (Relais, Einrückmagnete),
- Starter mit Außenlager (erfordern entsprechende Ausbuchtung im Kupplungsgehäuse),
- Starter mit freiausstoßendem Ritzel (fliegend gelagert),

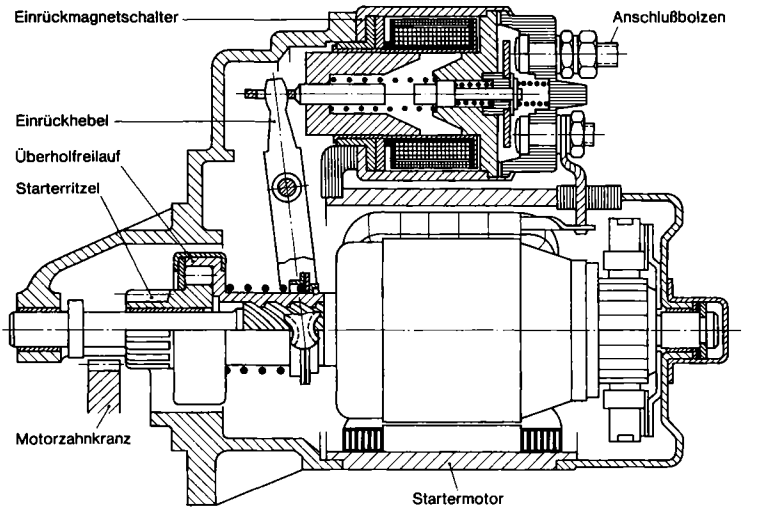


Bild 1. Schubschraubtriebstarter für PKW

- Starter in Koaxialbauform (zyl. Bauform ohne Aufbauten),
- Starter mit exzentrischem Abtrieb.

3 Bemessung der Startanlage

31 Voraussetzungen

Zur Bestimmung des optimalen Starters muß nicht nur die für den Motor erforderliche Startleistung, sondern auch das Drehmoment und die Drehzahl bekannt sein, die der Starter bei der möglichen Übersetzung aufbringen muß.

Das Startdrehmoment und die Startdrehzahl, die ein bestimmter Fahrzeugmotor erfordert, können außer durch die Normalauslegung in Grenzen auch mit einem kleinen Starter und einer großen Batterie oder umgekehrt erreicht werden. In bezug auf Abmessungen oder Gewicht oder Kosten kann daher die eine oder andere Kombination als optimal gelten.

Aus wirtschaftlichen Gründen ist es notwendig, gestufte Baugrößen von Startern festzulegen, die für möglichst viele Motoren verwendbar sind und daher in großer Stückzahl gefertigt werden können. Anhand der Kennlinien von Starter und Verbrennungsmotor werden im folgenden die Kriterien für die Bemessung der Startanlage aufgezeigt.

32 Motorspezifische Parameter

321 Starttiefsttemperatur

Die Festlegung des Starters und der Batterie für ein Motorprojekt setzen voraus, daß der Durchdrehwiderstand des Motors und die erforderliche Startdrehzahl im ungünstigsten Fall, das ist in der Regel die tiefste Starttemperatur, bekannt sind. Wenn die speziellen Werte für Durchdrehwiderstand und Startdrehzahl nicht vorliegen, ist man auf Erfahrungswerte (Interpolation von Versuchswerten ähnlicher Motoren) angewiesen.

Die Starttiefsttemperatur, bei der noch ein Start möglich sein soll, richtet sich nach den klimatischen Verhältnissen des Einsatzgebietes und den Betriebsbedingungen, aber auch nach wirtschaftlichen Erwägungen, da der Leistungsbedarf und die Kosten für die Startanlage mit abnehmenden Starttiefsttemperaturen stark ansteigen (Bild 2).

In Europa werden die Startanlagen im allgemeinen für nachstehende Starttiefsttemperaturen ausgelegt:

PKW-Motoren:	−18 bis −25° C
LKW- und Omnibusmotoren:	−15 bis −20° C
Schleppermotoren:	−12 bis −15° C.

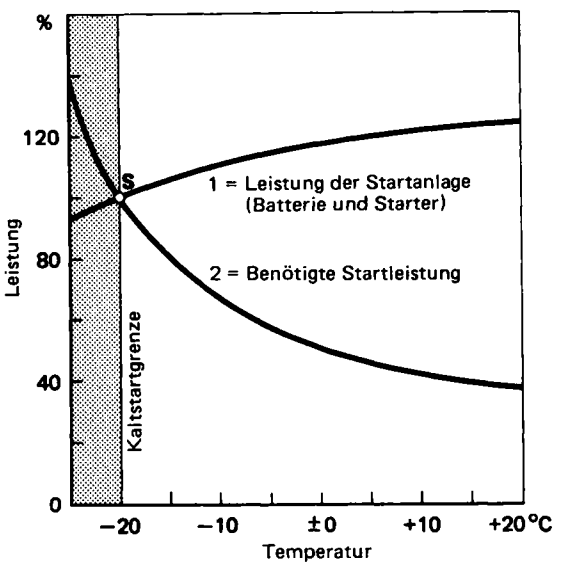
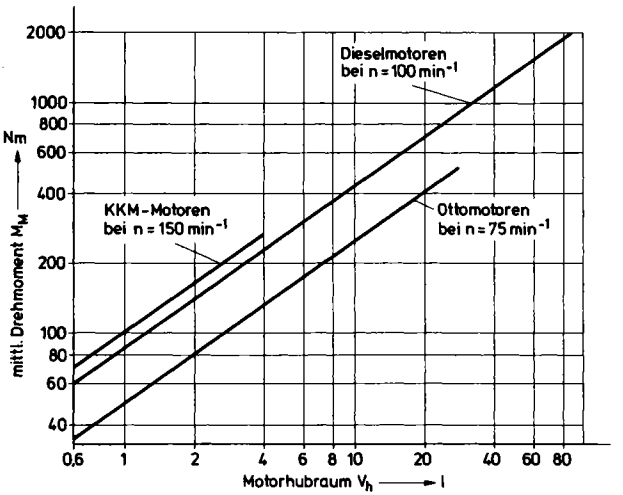


Bild 2. Einfluß der Temperatur auf die Leistung der Startanlage und die erforderliche Startleistung eines Ottomotors

322 Durchdrehwiderstand

Der Durchdrehwiderstand eines Motors, d. h. das mittlere zum Durchdrehen eines Motors erforderliche Drehmoment, ist hauptsächlich vom Motorhubraum und der Viskosität des Motoröles abhängig. Letztere nimmt mit abnehmender Temperatur erheblich zu.

Von Einfluß auf den Durchdrehwiderstand sind außerdem die Bauart und die Zylinderzahl, das Verhältnis von Bohrung zu Hub, die Verdichtung, die Drehzahl, das Schwungmoment des Motors, die Lagerung der Triebwerksteile und zusätzliche Schlepplasten, bedingt durch Kupplung, Getriebe und Hilfsgeräte.



M_M = mittleres, zum Durchdrehen des Motors erforderliches Drehmoment; V_h = Motorhubraum; n = Motordrehzahl beim Starten

Bild 3. Durchdrehwiderstand von Verbrennungsmotoren bei einer Ölviskosität von $2 \cdot 10^{-3}$ m²/s.

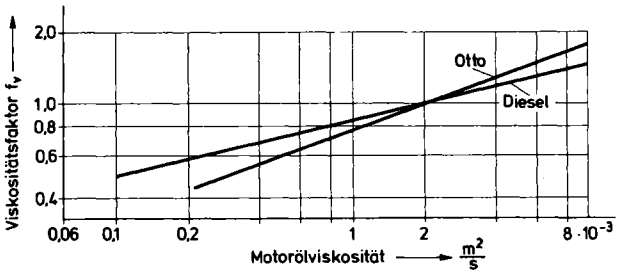


Bild 4. Korrekturfaktoren f_v für den Durchdrehwiderstand nach Bild 3, abhängig von der Ölviskosität

In Bild 3 ist der ungefähre mittlere Durchdrehwiderstand für Ottomotoren mit einer Verdichtung von etwa 9 und für Dieselmotoren mit einer Verdichtung von etwa 20 bei einer Ölviskosität von $2 \cdot 10^{-3}$ m²/s (SAE 10W-Öl bei −18° C) in Abhängigkeit vom Hubraum angegeben. Den Kurven liegen die ungünstigeren Erfahrungswerte zugrunde. Für andere Ölviskositäten ist das Drehmoment mit dem aus Bild 4 zu entnehmenden Faktor zu multiplizieren.

323 Mindeststartdrehzahl

Die Mindeststartdrehzahl ist je nach Motortyp und Abstimmung der die Gemischbildung beeinflussenden Einrichtungen stark unterschiedlich. Besonders bei Dieselmotoren mit direkter Einspritzung streuen die Startdrehzahlen wegen unterschiedlicher Brennräume und Gemischbildung von Typ zu Typ stark. Bei ungünstigen Starteigenschaften und tiefen Starttemperaturen bedarf es besonderer Starthilfen, um befriedigende Startverhältnisse zu bekommen.

Läßt man einzelne Motortypen mit extremen Starteigenschaften außer Betracht, so kann man bei den in Frage kommenden Starttiefsttemperaturen mit nachstehenden Mindeststartdrehzahlen $n_{M_{min}}$ rechnen:

Ottomotoren:	
mit Einspritzung	60 bis 80 min^{-1}
mit Vergaser	60 bis 100 min^{-1}
Kreiskolbenmotoren:	120 bis 180 min^{-1}
Dieselmotoren:	
bei Vor- oder Wirbelkammer	100 bis > 200 min^{-1}
mit Glühkerzen	60 bis 90 min^{-1}
bei direkter Einspritzung	
ohne Starthilfe	100 bis > 200 min^{-1}
mit Starthilfe	60 bis 140 min^{-1}

33 Übersetzungsverhältnisse zwischen Ritzel und Zahnkranz

Das zum Starten notwendige große Drehmoment erfordert ein hohes Übersetzungsverhältnis, um das abzugebende Drehmoment des Starters und damit dessen Abmessungen klein zu halten. Grenzen sind gesetzt durch Motorzahnkranzdurchmesser und kleinste Ritzelzähnezahl.

Die Zähnezahl des Ritzels soll mit Rücksicht auf Festigkeit und Verzahnungsgeometrie nicht unter 9 gewählt werden. Damit erhält man bei heutigen Kfz-Motoren Übersetzungsverhältnisse

$$i = 10:1 \text{ bis } 20:1.$$

Weitere Angaben über Starterverzahnung und Zahnkranzausführung ergänzend zu ATH, Bd. 1, Abschn. 4.4, s. Abschn. 4.

34 Starterspezifische Parameter

341 Starterleistung, -drehzahlen und -drehmomente

Aus dem mittleren Durchdrehwiderstand des Motors M_M und der Mindeststartdrehzahl $n_{M_{min}}$ errechnet sich die erforderliche *Starterleistung* P_S nach

$$P_S = \frac{M_M \cdot n_{M_{min}}}{9550} \text{ in KW}$$

mit M_M in Nm und $n_{M_{min}}$ in min^{-1}.

Nach Festlegung des Übersetzungsverhältnisses i errechnen sich bei den gewünschten Startgrenztemperaturen folgende *Starter(arbeits)-drehzahlen* $n_S = n_{M_{min}} \cdot i$

bei Ottomotoren	n_S = 800 bis 1800 min^{-1}
bei KKM-Motoren	n_S = 1600 bis 3200 min^{-1}
bei Dieselmotoren (ggf. mit Starthilfe)	n_S = 800 bis 2500 min^{-1}.

Das Starterdrehmoment M_S ist

$$M_S = \frac{M_M}{i} \text{ in Nm}$$

Mit diesen Werten liegt der benötigte Starter fest.

342 Starter-Kennlinien

Die Leistung des Starters ist von der Spannungslage der Batteriespannung U_B abhängig. Mit zunehmendem Belastungsstrom I_S fällt die Batteriespannung wegen des inneren Batteriewiderstandes ab und zwar um so mehr, je tiefer die Batterietemperatur und je schlechter der Batterieladezustand ist, so daß an den Starterklemmen keine konstante Spannung zur Verfügung steht.

Die Startermotoren selbst sind vorwiegend als Hauptstrommotoren ausgelegt und haben die entsprechende Charakteristik. Bei Speisung durch die Batterie erhält man die Kennlinien nach Bild 5.

Aufgetragen sind für zwei verschiedene Batteriegrößen die Starterklemmenspannung U_S, das Starterdrehmoment M_S, die Starterdrehzahl n_S und die Leistung P_S des Startermotors in Abhängigkeit von der Stromaufnahme I_S.

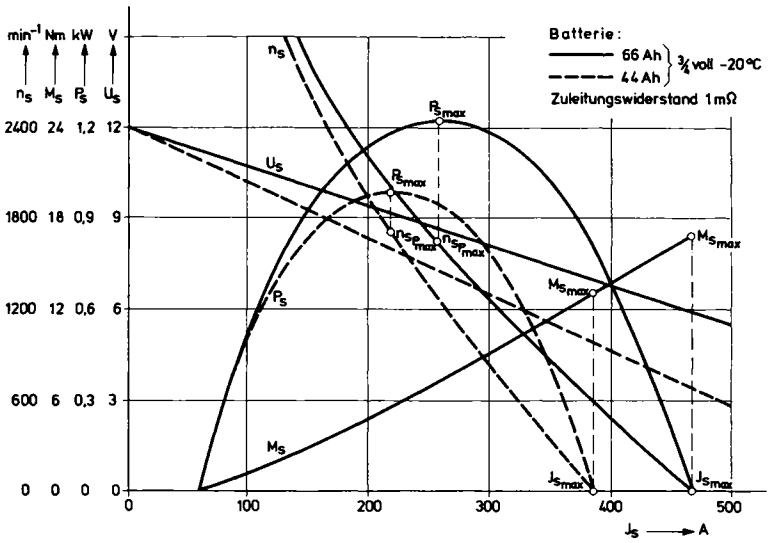


Bild 5. Kennlinien eines 12 V-Starters für PKW

Wichtige Kennwerte sind:

das max. Drehmoment Ms_{max}	bei Drehzahl $n_S = 0$, d. i. Starter-Kurzschluß
die max. Leistung Ps_{max}	
die Drehzahl $n_{S,P_{max}}$	bei der max. Leistung Ps_{max}

Der Verlauf des Drehmoments ist unabhängig von der Spannung; das Drehmoment ändert sich nur in Abhängigkeit vom Strom. Drehzahl und Leistung dagegen stellen sich bei konstanter Belastung je nach Spannungslage ein. Die Leistung eines Starters ist demnach kein eindeutiger Wert; soweit eine „Nennleistung" vom Hersteller angegeben wird, bezieht sie sich auf eine festgelegte Spannungskennlinie, der z. B. eine Batterie von bestimmter Temperatur und definiertem Ladezustand sowie ein vorgegebener Zuleitungswiderstand zugrundeliegen kann.

Aus Bild 5 ist ersichtlich, daß die max. Leistung und das Kurzschlußmoment des Starters je nach Batteriegröße größer oder kleiner sein können. Mit Rücksicht auf die mechanische und thermische Beanspruchung des Starters muß jedoch die Batteriekapazität für eine bestimmte Startergröße begrenzt werden.

35 Auslegung von Starter und Batterie

Aus den Starter-Kennlinien kann für das erforderliche Starterdrehmoment und die erforderliche Starterarbeitsdrehzahl die Batteriespannung und damit die Batteriekapazität ermittelt werden.

Anzustreben ist, daß der Starter bei der erforderlichen Mindeststartdrehzahl etwa im Leistungsmaximum oder etwas davor arbeitet. Ist für einen bestimmten Anwendungsfall die Startercharakteristik gegeben, ist es zweckmäßig, das Übersetzungsverhältnis entsprechend abzustimmen.

4 Starterverzahnung und Zahnkranzausführung

Das im Maschinenbau übliche, in DIN 3961 festgelegte Zahnradpassungssystem „Einheitsachsabstand", bei dem das benötigte Flankenspiel durch negative Zahndickenabmaße erzeugt wird, läßt sich bei Starterverzahnungen nicht anwenden. Starterverzahnungen brauchen wegen des Einspurvorgangs ein wesentlich größeres Flankenspiel als dauernd im Eingriff stehende Zahnräder. Dieses wird zweckmäßigerweise durch Vergrößern des Achsabstandes erzeugt.

Für den Verzahnungsmodul ist das zu übertragende Starterdrehmoment und die Starterleistung maßgebend. Heute gebräuchliche Starterverzahnungen sind:

Starterleistung	Modul	Eingriffswinkel des Bezugsprofils
bis etwa 2 KW	2,11	12°
bis etwa 3 KW	2,5	15°
bis etwa 7 KW	3	15°
bis etwa 20 KW	3,5	15°

Um den Verschleiß an den Zähnen gering zu zu halten, werden bei den Zahnkränzen die Zähne induktiv- oder flammgehärtet. Es empfiehlt sich eine Härtung des ganzen Zahnes bis unter den Fußkreis. Die Härte sollte HRC 45 bis HRC 55 betragen. Als Werkstoff für den Zahnkranz kommen in erster Linie Vergütungsstähle Ck 45 und Ck 60 in Anwendung.

5 Anpassung und Einbau der Starter

Zur Befestigung am Motor erhalten die Starter im allgemeinen auf der Ritzelseite einen 2- oder 3-Lochflansch. Zur genauen Einhaltung

des Zahnflankenspieles zwischen Ritzel und Zahnkranz sind Einpässe oder Paßschrauben vorzusehen.

Besonders bei schnellaufenden Motoren mit unvollkommenem Massenausgleich muß das motorseitige Gehäuse für den Flanschanschluß genügend steif ausgebildet werden, da sonst die Schwingungserregung übermäßige Schüttelbeanspruchung des Starters zur Folge haben kann. Es empfiehlt sich, von vornherein am Motor-Kurbelgehäuse Befestigungsaugen für eine zusätzliche Abstützung des Starters auf der Kollektorseite vorzusehen.

Bei den Motoren mit Automatikgetriebe und belüftetem Kupplungsgehäuse ist darauf zu achten, daß der Starter am Ritzel nicht mit Spritzwasser und Schmutz beaufschlagt wird. Es bedarf u. U. einer besonderen Ausbildung des Gehäuseteils, um die Luftströmungen mit schädlichen Wasser- und Schmutz-Beimengungen vom Starter fernzuhalten, wenn man nicht einen aufwendigeren Starter mit geschlossenem und besonders abgedichtetem Antriebslager in Kauf nehmen will.

6 Elektrische Starthilfsmittel

Die Bilder 6a) und 6b) zeigen eine Prinzipdarstellung der im ATH, Bd. 1, Abschn. 4.62 unter b) erwähnten *Flammstartanlage*. Diese Anlage arbeitet nach dem *Verdampferprinzip*. Sie wird nach dem

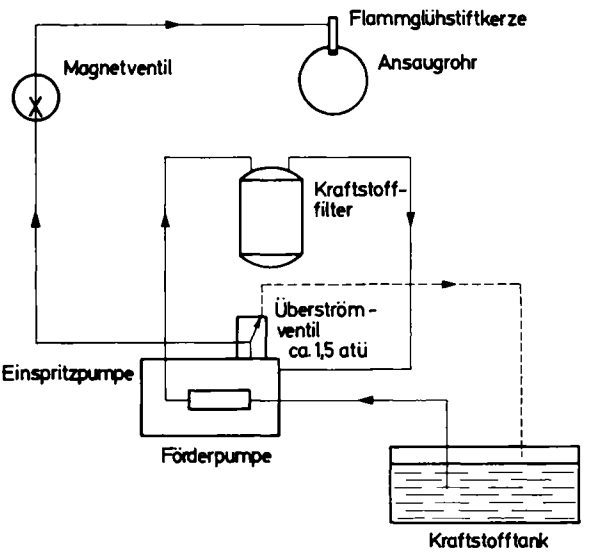


Bild 6a) Flammstartanlage nach dem Verdampferprinzip, Leitungsplan

Luftfilter im Ansaugrohr eingeschraubt. Ein elektrischer Heizkörper verdampft und entzündet durch das Gerät strömenden Dieselkraftstoff. Die im Ansaugrohr nach entsprechender Vorglühzeit beim Starten entstehende Flamme erwärmt die Ansaugluft.
Ausführung einpolig, meist für 12 V und 20 A bzw. 24 V und 10 A.

Als Alternative zum Verdampferprinzip wird künftig auch eine Anlage, die nach dem *Zerstäuberprinzip* arbeitet, von Bedeutung sein. Es handelt sich dabei um die Druckzerstäubung von Dieselkraftstoff nach dem Luftfilter im Ansaugrohr und Zündung des Kraftstoff-Luftgemisches mit Hochspannungsfunken. Der Vorteil der Anlage ist ihre sofortige Einsatzbereitschaft nach dem Starten. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit des automatischen Nachflammens.

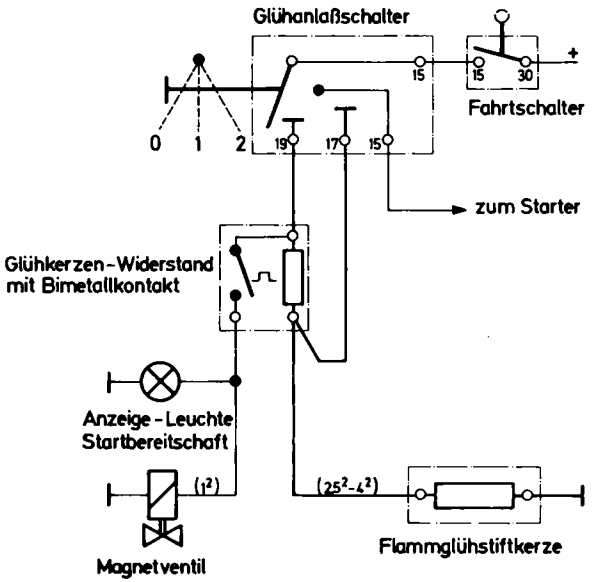


Bild 6b) Flammstartanlage nach dem Verdampferprinzip, Schaltplan

1.9 Ausgewählte Bauteile

1.91 Kolben

Alfred Meier

1 Betriebsbedingungen, Anforderungen
11 Aufgaben des Kolbens
12 Mechanische Beanspruchung und Verschleiß
121 Mechanische Beanspruchung
122 Verschleiß-Beanspruchung
13 Thermische Beanspruchung
121 Betriebstemperaturen; Materialfestigkeit
132 Schmieröl-Beanspruchung
14 Gesamtbeanspruchung des Kolbens
2 Bauformen
21 Hauptabmessungen des Kolbens
22 Führung des Kolbens im Zylinder
221 Regelkolben
222 Einmetall-Kolben
223 Geteilter Kolben
23 Ringträgerkolben
24 Kolbenkühlung
241 Ausführungsarten
242 Wirksamkeit
3 Kolbenwerkstoffe
4 Kolbenherstellung
5 Oberflächenschichten
6 Kolbenbolzen
61 Abmessungen und Beanspruchungen
62 Bolzenwerkstoffe
63 Bolzensicherungen

1 Betriebsbedingungen, Anforderungen

11 Aufgaben des Kolbens

Der Kolben wird im Motorbetrieb sehr scharfen, verschiedenartigen und stark wechselnden Anforderungen unterworfen. Er muß die bei der Verbrennung entstehenden Gaskräfte über Bolzen und Pleuel an die Kurbelwelle weiterleiten, den Verbrennungsraum beweglich und gasdicht abschließen und die von den Brenngasen aufgenommene Wärme vorwiegend über die Kolbenringe an die Zylinderwand oder, im Falle einer besonderen Kolbenkühlung, an ein Kühlmittel abführen. Beansprucht wird er dabei:

a) Mechanisch durch die Gaskraft und die Gleitführungskräfte,

b) Auf Verschleiß durch die Gleitung der Kolbenringe in den Ringnuten, in kritischen Fällen außerdem in der Bolzenlagerung, sowie – insbesondere bei ungenügender Luft- und Ölfilterung – durch Schmutz und Staub auch am Schaft,

c) Thermisch durch den Wärmeübergang von den Brenngasen her.

Zusammen mit den Kolbenringen muß der Kolben den Durchtritt von Brenngasen in den Kurbelraum und von Öl in den Brennraum

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

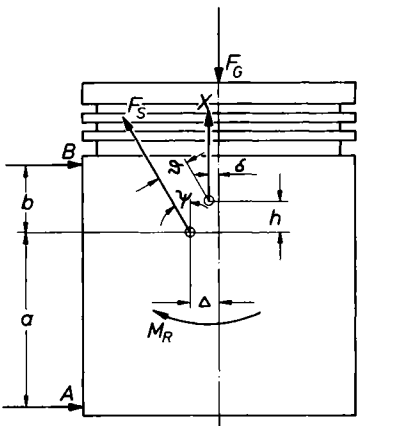
verhindern. Einerseits um Verluste zu verhindern und andererseits um die Qualität der Verbrennung nicht zu beeinträchtigen, was zu einer Verschlechterung der Abgas-Zusammensetzung führen würde.

Die Erfüllung dieser zum Teil sich widersprechenden Anforderungen zwingt in jedem Einzelfall zu Kompromissen, die durch Rechnung oder auf Grund von Erfahrungen und in Versuchen gefunden werden müssen.

12 Mechanische Beanspruchung und Verschleiß

121 Mechanische Beanspruchung

Die im Motor auf den Kolben wirkenden äußeren Kräfte sind in Bild 1 vereinfacht dargestellt. Die Gaskraft F_G gilt als in Bodenmitte wirkend, die Seitenführungskraft ist in die am unteren bzw. oberen Schaftende angreifenden Teilkräfte A und B zerlegt angenommen. Außerdem wird der Kolben durch die Massenkraft X, die Stangenkraft F und das auf den Schwerpunkt bezogene Reibungsmoment M_R beansprucht.



F_G = Gaskraft
F_S = Stangenkraft
X = Massenkraft
A,B = Seitenführungskräfte
M_R = Reibmoment am Kolbenbolzen

$$B = \frac{-F_S[\vartheta - (a+h)\sin\gamma] - F_G \cdot \delta - M_R}{a+b}$$

$$A = \frac{F_S[\vartheta + (b-h)\sin\gamma] + F_G \cdot \delta + M_R}{a+b}$$

Bild 1. Die auf den Kolben wirkenden Kräfte und Momente

Bezüglich der Gaskraft interessiert insbesondere der auftretende Höchstdruck, der für den Konstruktionsentwurf nach Tabelle 1 angenommen werden kann.

Tabelle 1: Höchstdrücke bei der Verbrennung in Fahrzeugmotoren

Otto (Vier- und Zweitakt)	40 – 60 bar
Diesel ohne Aufladung	70 – 90 bar
Diesel mit Aufladung	100 – 125 bar

Die Massenkraft X soll aus Gründen des Massenausgleichs möglichst klein sein, woraus sich die Forderung nach kleinen Querschnitten beim Kolben, der Kolbenringe und des Kolbenbolzens ergibt. Dies ist einer der Gründe für die Verwendung von Leichtmetall-Legierungen im Kolbenbau. In die gleiche Richtung weist im übrigen auch die Forderung nach möglichst geringem Materialverbrauch aus Kostengründen. Die mechanisch am höchsten beanspruchten Bereiche des Kolbens sind

a) der Kolbenboden,
b) die Kolbenboden-Abstützung,
c) die Kolbenbolzen-Lagerung.

Bei allen Festigkeitsüberlegungen ist es notwendig, die Bereiche a) – c) als Ganzes zu betrachten und darauf die Lehren und Erfahrungen der Gestaltfestigkeit anzuwenden. Die durch ungenügende Festigkeit auftretenden Schäden sind hauptsächlich Rippen-Anrisse in der Abstützung (Bereich b), Bild 2) und Spaltbrüche in der Bolzen-Nabe (Bereich c), Bild 3).

Es ist einleuchtend, daß die Betriebs-Festigkeit des Kolbens im Bereich c) auch stark von der Form des Kolbenbolzens in bezug auf Durchmesser und Wandstärke abhängig ist.

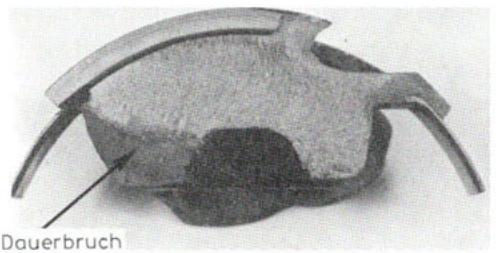


Bild 2. Dauerbruch-Anriß an einer Stützrippe (Bereich b)

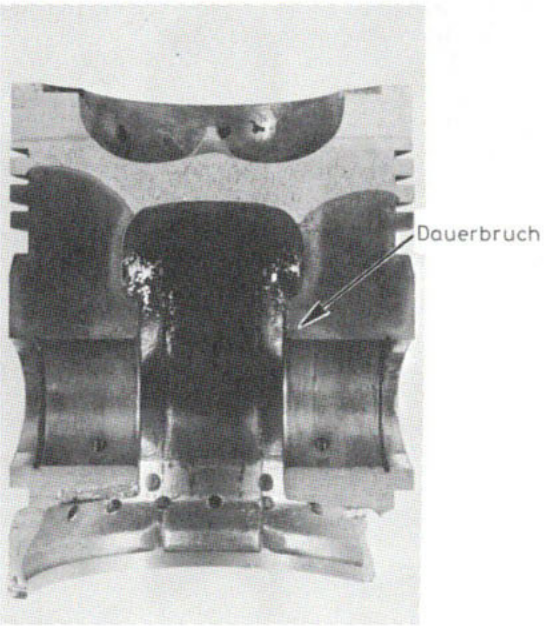


Bild 3. Dauerbruch-Anriß in der Bolzennabe (Bereich c) Pfeil zeigt auf Riß-Ausgangspunkt

122 Verschleiß-Beanspruchung

An allen Gleitstellen des Kolbens tritt mehr oder weniger starker Verschleiß auf. Besonders bedeutsam ist dieser in den Ringnuten; weniger bedeutend in den Bolzenlagerungen und normalerweise unbedeutend am Kolbenschaft. Unbedingte Voraussetzung für eine Beherrschung des Verschleißes ist eine sicher arbeitende Luft-, Kraftstoff- und Schmierstoff-Filterung, ohne die alle am Kolben möglichen Vorkehrungen vom Werkstoff oder von der Konstruktion her nicht genügend wirksam sind.

Vor allem die dem Brennraum am nächsten liegende Ringnut ist die am meisten verschleißgefährdete Stelle des Kolbens. Ursache sind die hier auftretenden festen Verbrennungsrückstände in Verbindung mit der durch die hohe Temperatur herabgesetzten Härte des Kolbenwerkstoffes.

Beide Faktoren wirken bei Dieselmotorkolben stärker als bei Ottomotorkolben. Die bei ersteren zu ergreifenden Maßnahmen sind deshalb auch aufwendiger als bei letzteren (s. Abschn. 2.3). In beiden Fällen ist es wichtig, die Gleitbewegungen der Kolbenringe in den

Ringnuten so klein wie möglich zu halten, wozu eine enge Gleitführung des Kolbens im Zylinder bei kleinem Laufspiel angestrebt wird (Abschn. 22).

Im allgemeinen ist nur der Nutenverschleiß für die Lebensdauer eines Kolbens maßgebend; der Verschleiß an den anderen Gleitstellen fällt nur bei mangelhafter Filterung ins Gewicht.

13 Thermische Beanspruchung

121 Betriebstemperaturen; Materialfestigkeit

Die von der Verbrennung in den Kolben einfallende Wärme bewirkt in diesem eine Temperatur-Erhöhung. Je nach dem Abflußweg der Wärme stellt sich im Kolben eine Temperaturverteilung ein, wie sie im Bild 4 als Ergebnis einer Vielzahl von Messungen dargestellt ist. Entsprechend dem höheren Wärmeumsatz bei der Dieselverbrennung ergeben sich bei Dieselkolben höhere Temperaturen als bei Ottokolben. Die dem Brennraum am nächsten liegenden Bereiche weisen die höchsten Temperaturen auf. Dies sind der Kolbenboden und die oberste Ringnut. Die aus dieser Wärmebeaufschlagung resultierenden verschiedenartigen Beanspruchungen addieren sich zu den mechanischen

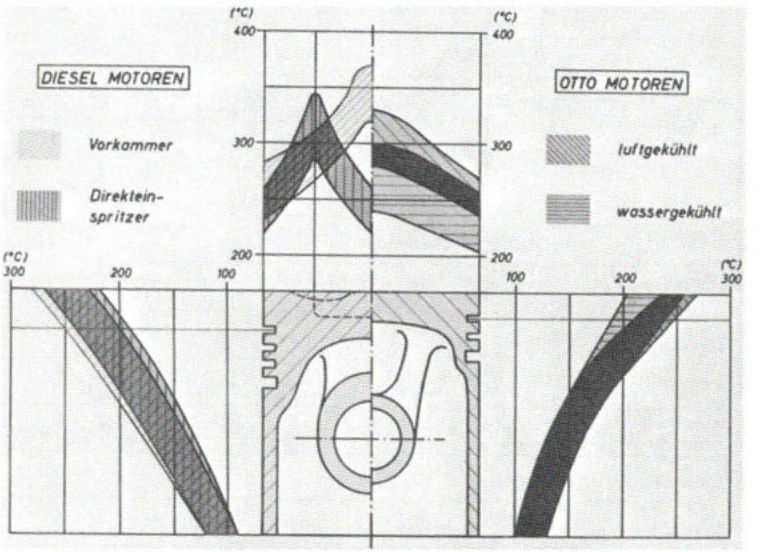


Bild 4. Temperatur-Verteilung am Kolben; Mittelwerte aus mehreren Messungen

Beanspruchungen. Durch Wahl geeigneter Legierungen (Abschn. 3) und durch konstruktive Gestaltung muß versucht werden, den Kolben dennoch betriebsfest zu machen. Die höhere Wärmeleitfähigkeit der Leichtmetalle und die dadurch erreichten niedrigen Temperaturen sind weitere wichtige Gründe für den Einsatz solcher Werkstoffe im Kolbenbau.

132 Schmieröl-Beanspruchung

Auch das zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn befindliche Schmieröl wird erhitzt und dadurch in seiner Schmierfähigkeit beeinträchtigt [11]. Bei zu hohen Temperaturen besteht die Gefahr der Ölalterung, die zum Festkleben des obersten Kolbenringes führen kann. Ein Festgehen des Kolbens im Zylinder (Kolbenfresser) ist in der Regel die

Motorbedingungen	Änderung der Motorbedingungen	Änderung der Kolbentemp. (Nut I)
Wasserkühlung	Wassertemperatur 10 °C	8 ..... 10 °C
	50 % Frostschutzmittel	+ 5 ..... 10 °C
Schmieröltemperatur (Ölsumpf)	10 °C	1 ..... 3 °C
Kolbenkühlung durch Öl	Spritzdüse im Pleuelfuß	- 8 .... 15 °C einseitig
	normale Spritzdüse (Standdüse)	- 10 ..... 30 °C
	Kühlkanal	- 30 ..... 60 °C (Muldenrand ... - 80 °C)
	Kühlöltemperatur 10 °C bei Kühlkanal	4 ..... 8 °C (auch Muldenrand)
Mitteldruck p_{me} (n = konst.)	1 bar	ca. 10 °C (Muldenrand ca. 20 °C)
	1 bar bei Kühlkanal Kolben	5 ..... 10 °C (Muldenrand 15...20 °C)
Zündzeitpunkt oder Förderbeginn	1 °KW	1 ..... 2 °C (Muldenrand < 4,5 °C)
Drehzahl n (p_{me} = konst.)	100 min^{-1}	2 ..... 4 °C
Verdichtung ε	z.B. von 7:1 auf 8:1	+ 4 ..... 12 °C

Bild 5. Beeinflussung der Temperatur der obersten Ringnut durch Betriebsbedingungen bzw. durch konstruktive Maßnahmen

Folge. Aus Erfahrung ist bekannt, daß zur Vermeidung dieses Schadens die Temperatur in der obersten Ringnut einen Grenzwert von 240° C bei Fahrzeugmotoren nicht übersteigen soll.

Bild 5 gibt einen Überblick darüber, in welchem Ausmaß die Temperatur der obersten Ringnut durch die Betriebsbedingungen bzw. bestimmte Maßnahmen beeinflußt wird. Es zeigt sich, daß die stärkste Temperaturabsenkung durch eine gesonderte Kolbenkühlung erzielt wird (Abschn. 24).

14 Gesamtbeanspruchung des Kolbens

Aus Gründen der ertragbaren Wärmebelastung und der Festigkeitsgrenzen der Bauteile bzw. des Schmierstoffes ist die mögliche Leistungshöhe eines Motors begrenzt [12, 13]. Dies trifft auch auf den Kolben zu. Einen gewissen Anhalt für die vergleichende Beurteilung der mechanischen und thermischen Belastung des Kolbens erhält man aus der spezifischen Kolbenflächenleistung in kW/cm² (bzw. PS/cm²) d. h. die je cm² Kolbenbodenfläche erzeugte Motorleistung. Sie ist eine Maßzahl für die durch den Kolben geleitete Energie je Zeiteinheit ohne Rücksicht darauf, ob die Motorleistung vorwiegend durch hohen Mitteldruck oder hohe Drehzahl erreicht wird. Heute erreichte Mittelwerte sind in Tabelle 2 aufgeführt:

Tabelle 2: Spezifische Kolbenflächen-Leistungen

Fahrzeug-Ottomotoren	0,15–0,37 kW/cm² (= 0,20–0,50 PS/cm²)
Fahrzeug-Dieselmotoren (Saugmotor)	0,12–0,21 kW/cm² (= 0,17–0,29 PS/cm²)
Fahrzeug-Dieselmotoren (aufgeladen)	0,19–0,30 kW/cm² (= 0,25–0,41 PS/cm²)

2 Bauformen

21 Hauptabmessung des Kolbens

Die Hauptabmessungen des Kolbens werden beim Entwurf des Motors festgelegt (Bild 6). Sie müssen so gewählt werden, daß der Kolben trotz der Forderung nach möglichst geringem Gewicht die ihm gestellten Aufgaben zuverlässig erfüllen kann. Bei neuzeitlichen Motoren haben sich die in Tabelle 3 angegebenen Werte – bezogen auf den Kolbendurchmesser – ergeben:

Tabelle 3: Hauptabmessungen des Kolbens

		Ottomotoren		Dieselmotoren
		Zweitakt	Viertakt	Viertakt
Kolben-⌀ (mm)	D	35 –70	70 –110	90 –150
Nutenhöhe 1. Ring (mm)		1,50– 2,00	1,50 – 2,50	1,50 –3,50
Verhältniswerte:				
Ges.-Länge	GL/D	0,80– 1,30	0,80 – 1,10	0,80 –1,50
Kompressionshöhe	KH/D	0,40– 0,70	0,40 – 0,70	0,55 –0,85
Bolzendurchm.	BO/D	0,25– 0,30	0,26 – 0,30	0,32 –0,42
Feuersteg	F/D	0,04– 0,10	0,06 – 0,15	0,13 –0,20
1. Ringsteg	ST/D	0,04– 0,05	0,035– 0,045	0,045–0,055
1. Ringsteg m. Ringträger	ST/D	–	–	0,068–0,08
Schaftlänge	SL/D	0,60– 1,00	0,50 – 0,80	0,50 –1,00
Augenabstand	AA/D	0,25– 0,40	0,30 – 0,40	0,32 –0,42
Bodendicke	S/D	0,08– 0,12	0.08 – 0,11	0,14 –0,18

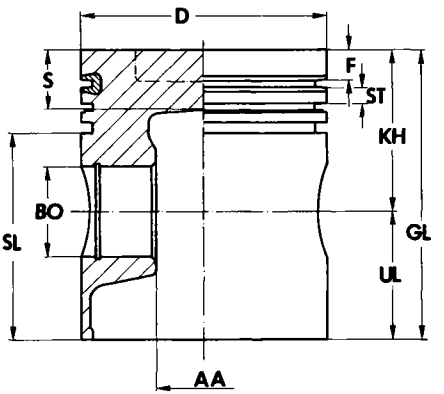


Bild 6. Hauptabmessungen des Kolbens (Bezeichnungen s. Tab. 3)

22 Führung des Kolbens im Zylinder

Die Geradführung des Kolbens im Zylinder wird vorwiegend durch den Kolbenschaft erzielt; von ihm werden die im Kurbeltrieb erzeugten Seitenführungskräfte (Abschn. 121, Bild 1) an die Zylinderwand weitergeleitet. Es werden möglichst kleine Laufspiele bei allen vorkommenden Betriebszuständen angestrebt, um sowohl eine gute Laufruhe als auch eine ausreichende Abdichtung gegen durchblasende Ver-

brennungsgase und Öldurchtritt, sowie geringen Verschleiß in den Ringnuten (Abschn. 122) zu gewährleisten.

Entsprechend der Temperatur über der Kolbenschaftlänge (Bild 4) verhält sich auch die Ausdehnung des Kolbens bei Erwärmung auf Betriebstemperatur. Um im betriebswarmem Zustand eine möglichst zylindrische Form des Kolbens zu erhalten, muß dieser bei der Herstellung mit einer entgegengesetzten Abweichung von der Zylinderform nach einem Kopierverfahren geformt werden; Bild 7 zeigt – zweckmäßig vergrößert – die Bearbeitungsform eines Kolbens (ohne Regel-Einlage). Die Darstellung zeigt, daß der Kolben sowohl ballig als auch oval bearbeitet werden muß, um den Ansprüchen zu genügen.

Mit fortschreitender Entwicklung ist es gelungen, die Einbauspiele der Kolben im Zylinder ständig zu verringern. Die heute üblichen Werte sind in Tabelle 4 zusammengestellt.

Tabelle 4: Einbauspiele für Leichtmetallkolben bei Fahrzeug-Motoren in ‰ vom Nenndurchmesser (Zylinder-Ø); Mittelwerte

Kolbenbauart		Regelkolben				Vollschaftkolben		
Verbrennungs-Verfahren		Otto		Diesel		Otto 2-Takt	Diesel	
Motor-kühlungsart		Wasser	Luft	Wasser	Luft	Luft	Wasser	Luft
Kolbenspiele	*Feuersteg:*	3,5–8,0	4,0–7,0	3,3–7,0	3,5–7,0	3,0–4,5	3,5–7,0	3,5–7,0
	Schaft:							
	oben	0,3–2,0	0,4–2,0	0,6–2,0	0,7–2,0	1,2–3,0	1,8–2,5	2,0–2,7
	unten	0,3–0,6	0,4–0,7	0,3–0,7	0,4–0,8	0,6–1,4	0,8–1,5	1,1–1,5

Auf die Möglichkeiten, die Anlage-Verhältnisse des Kolbens im Zylinder durch außermittige Anordnung des Kolbenbolzens zu beeinflussen, ist in ATH, Bd. 1, hingewiesen (14).

221 Regelkolben

Bei PKW-Motoren wird durchweg eine hohe Laufruhe verlangt, die allein durch eine im Abschnitt 22 (Bild 7) erwähnte Bearbeitungsform nicht immer erzielt werden kann. Es sind daher im Laufe der Zeit sehr große Anstrengungen unternommen worden, um die von Natur aus hohen Wärmedehnungswerte der Kolben aus Aluminium-Legierungen auf konstruktive Weise herabzusetzen. Hierüber ist im ATH, Bd. 1, Seite 245ff. berichtet. Von den dort angegebenen Kolbenbauarten werden heute noch die Autothermik-, Autothermatik-, Loch-

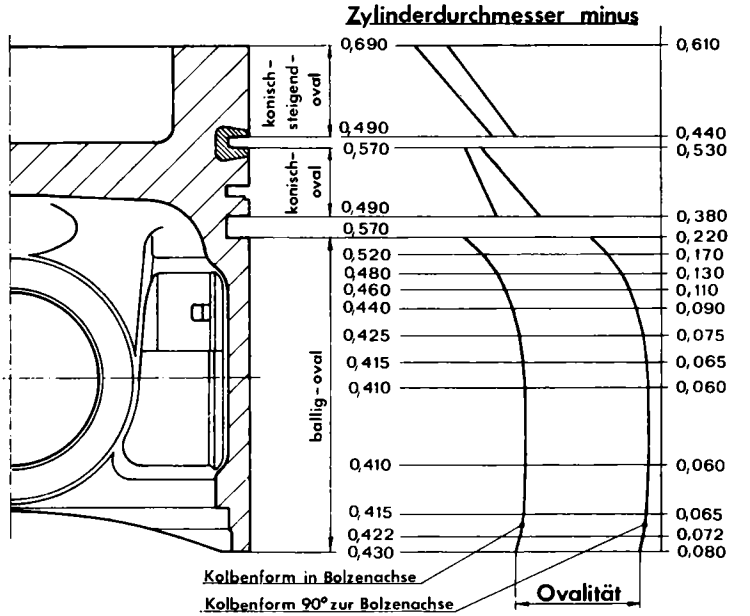


Bild 7. Bearbeitungsform des Kolbenmantels (Beispiel)

streifen und Ringstreifen-Kolben serienmäßig verwendet [15, 16, 17, 18, 19].

In der Zwischenzeit wurde eine weitere Gruppe von Regelkolben entwickelt, die bei gestiegenen spezifischen Kolbenflächenleistungen die erhöhten Anforderungen an Laufruhe erfüllen und gleichzeitig gegenüber motorbedingten Störeinflüssen (wie z. B. Zylinder-Deformation) weniger empfindlich sind. Das Prinzip der Dehnungsregelung geht aus Bild 8 hervor. Die Regelglieder aus Stahlblech sind an der Innenwand des Kolbenschaftes angeordnet und treten an ihrem oberen Ende in die Unterflanke der untersten Ringnut frei aus. Die axiale Höhe der Regelglieder ist unterschiedlich und richtet sich nach dem Umfang der am offenen Schaftende erwarteten Regelwirkung. Der Kolbenschaft ist im Regelbereich zwar von der Ringzone getrennt, kann sich aber trotzdem auf dieser abstützen. Dies hat zur Folge, daß der Kolben bei verbesserter Festigkeit und gedrosseltem Wärmefluß zum Schaft eine gute Dehnungsregelung mit einer gewissen mechanischen Verformbarkeit im Bereich des Regelgliedes verbindet.

Die Bilder 9–11 zeigen Ausführungs-Beispiele, wie sie von der deutschen Kolben-Industrie hergestellt werden.

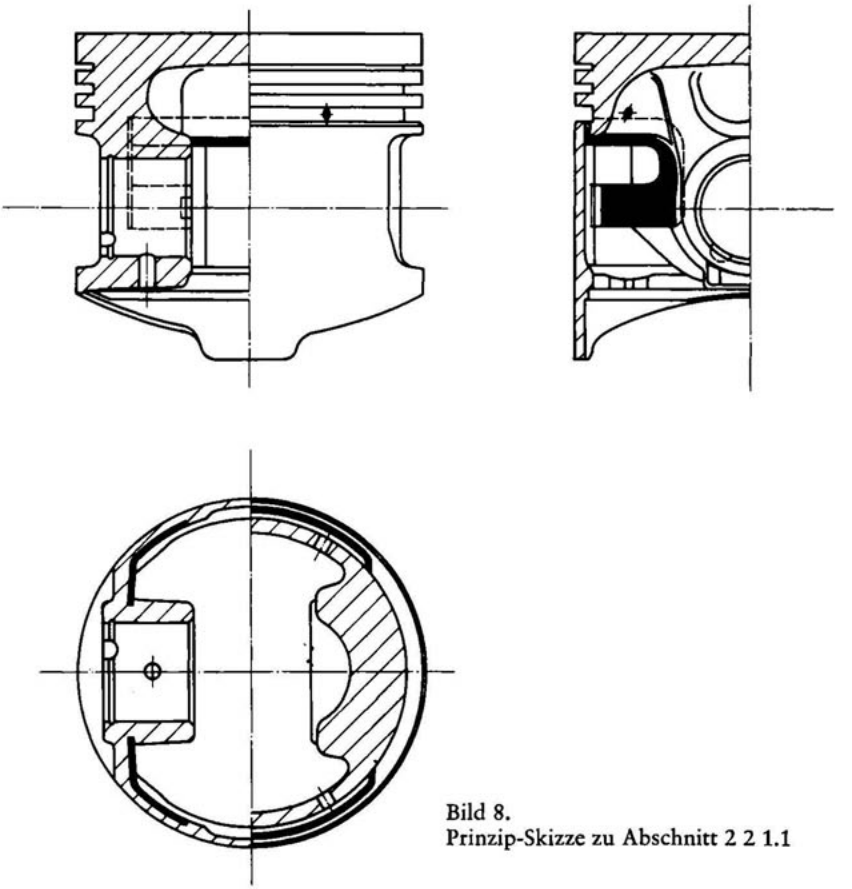


Bild 8.
Prinzip-Skizze zu Abschnitt 2 2 1.1

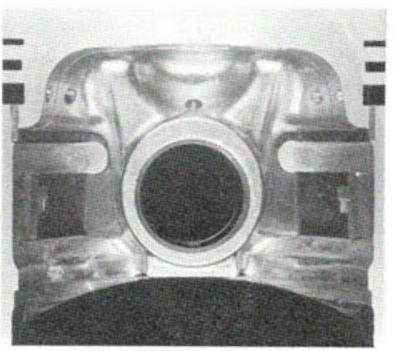


Bild 9.
Duotherm-Kolben
(Schnittbild)

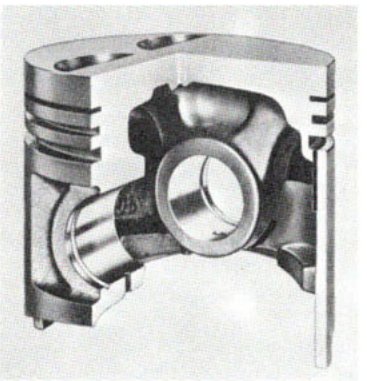


Bild 10. Segmentstreifenkolben (Schnittbild)

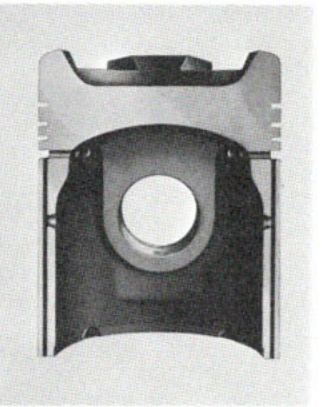


Bild 11. Perimatik-Kolben (Schnittbild)

222 Einmetall-Kolben

Die unter 221 erläuterten konstruktiven Maßnahmen zur Verminderung der Wärmedehnung verursachen im allgemeinen eine gewisse Schwächung der mechanischen Betriebsfestigkeit der Kolben. Normalerweise werden daher Regelkolben in Lastkraftwagenmotoren sowie bei anderen Nutzfahrzeug- und Industriemotoren nicht verwendet, weil bei diesen in erster Linie höchste Anforderungen an die Festigkeit und Wärmeabfuhr gestellt und danach im Rahmen des Möglichen geringste Laufspiele angestrebt werden. Letztere sind dann nicht nur wegen der ebenfalls erwünschten Laufruhe sondern mehr noch zur Vermeidung von Zylinder-Kavitation notwendig.

Je nach Verwendungszweck, d. h. Belastungshöhe bzw. Lebensdauer werden Einmetall-Kolben in gegossener oder gepreßter Aus-

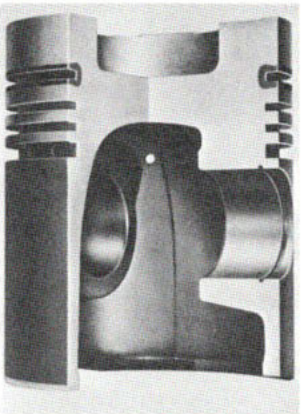


Bild 12. Einmetall-Kolben mit Ringträger für Nutzfahrzeug-Dieselmotor

führung verwendet, wobei die gepreßten Kolben höhere mechanische und thermische Belastungen ertragen können.

Einmetallkolben für Dieselmotoren werden auf hohe Gestaltfestigkeit ausgelegt, was zu entsprechend bemessenen Wandstärken im Boden-, Ring- und Bolzennaben-Bereich führt, wie Bild 12 zeigt. Dadurch wird auch die Ableitung der im Boden aufgenommenen Wärme über die Kolbenringe an die Zylinder und über Abstrahlung an die Umgebung begünstigt.

Über die Verwendung von Einmetallkolben – die dann durch Anordnung von Schlitzen bestimmter Form eine gewisse Regelwirkung anstreben – bei PKW-Motoren in England und USA wurde in ATH, Bd. 1, S. 245 berichtet. Die Entwicklung zeigt inzwischen auch in diesen Ländern deutlich einen Übergang zum Regelkolben.

223 Geteilter Kolben

Der heute übliche Kolben vereinigt in sich zwei Hauptfunktionen

a) die Kraftübertragung und Dichtung,
b) die Geradführung im Zylinder.

Die Erfüllung dieser beiden Funktionen in einem *ein*teiligen Kolben zwingt insbesondere bei der Laufspielfestlegung zu Zugeständnissen, die, z. B. im Ringzonenbereich, nachteilig sein können. Beim geteilten Kolben, bei dem der Kolbenkopf mit Ringzone einerseits und der Kolbenschaft andererseits als unabhängige Teile nur durch den Kolbenbolzen beweglich zusammengehalten werden, hat jedes dieser Teile die Möglichkeit einer besseren Laufspiel-Anpassung. Bild 13 zeigt ein Beispiel eines solcben „Pendelschaftkolbens". In USA sind solche

Bild 13.
Pendelschaftkolben.
Kolbenkopf und -schaft getrennt und nur durch Kolbenbolzen zusammengehalten

Kolben im Serien-Einsatz. Versuche haben gezeigt, daß Pendelschaftkolben engere Laufspiele ermöglichen weil:

das Oberteil (Boden- und Ringbereich) sich ohne Behinderung durch den Schaft im Zylinder frei einstellen kann und

der Schaft nicht mehr vom Boden her aufgeheizt wird und sich deswegen weniger ausdehnt.

Beide Faktoren bewirken eine geringere Querbewegung der Kolbenteile im Zylinder und vermindern dadurch Nutenverschleiß und Zylinderkavitation. Außerdem wird die Abdichtung zum Brennraum verbessert.

23 Ringträgerkolben

Die erwartete und auch erreichte Lebensdauer – insbesondere bei Nutzfahrzeugmotoren – ist inzwischen so hoch angestiegen (500000 km ohne Kolbenwechsel sind keine Seltenheit), daß eine Bewehrung der obersten Kolbenringnut durch Einbringen eines verschleißfesten Werkstoffes zur Normalausführung notwendig geworden ist [20]. Die gebräuchlichste Ausführungsart ist ein Ringträger aus Niresist, der mittels einer metallischen Bindung (z. B. nach dem ALFin-Verfahren) fest im Kolbenkörper verankert ist (Bild 14). Diese Ausführung ist bis heute die technisch weitestgehende Lösung. Auf der Suche nach technisch ausreichenden und billigeren Lösungen werden seit einiger Zeit hauptsächlich folgende Richtungen verfolgt:

a) Eingießen eines formschlüssig verankerten mäanderförmigen Ringträgers (ohne metallische Bindung) (Bild 15),

Bild 14. Ringträger-Kolben

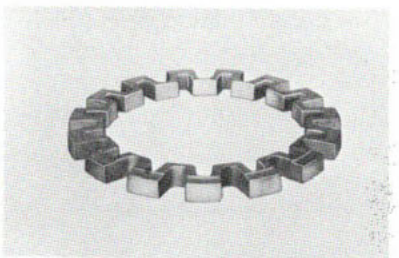


Bild 15.
Mäanderförmiger Ringträger

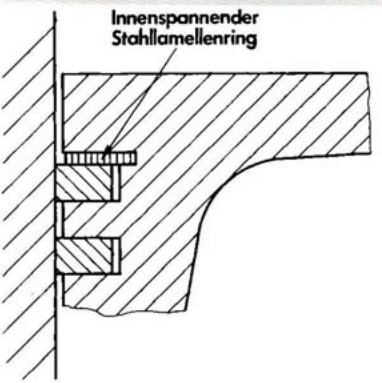


Bild 16.
Nutenflanken-Verstärkung
durch innenspannenden
Stahllamellenring

b) Einlegen eines innenspannenden Stahllamellen-Rings in die Nut (Bild 16).

Es ist noch offen, ob diese Lösungsversuche unter den genannten Voraussetzungen zu einem Serien-Einsatz in weiten Bereichen gebracht werden können.

24 Kolbenkühlung

Die spezifischen Belastungen der Kolben sind – insbesondere im Nutzfahrzeugbereich (Tab. 2) – in den letzten Jahren durch Fortschritte bei der Abgasturbo-Aufladung beachtlich angehoben worden. Um die zulässigen Temperatur-Werte im Hinblick auf Werkstoff-Festigkeit und zur Verhinderung der Ölverkokung trotzdem einzuhalten, wurde die Kolbenkühlung weiterentwickelt. [6, 21, 22, 23, 24].

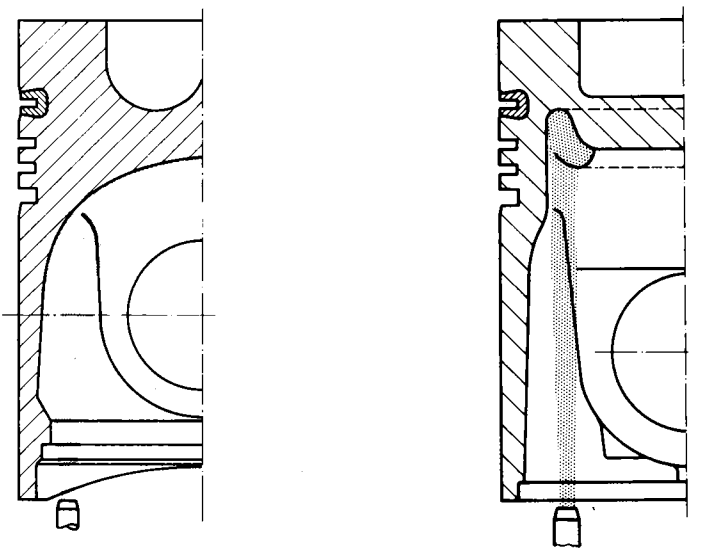
241 Ausführungsarten

Je nach Anforderungshöhe wird unterschieden nach:

a) Anspritzkühlung,
b) Shakerkühlung,
c) Kühlung mit ringförmigen Kühlräumen.

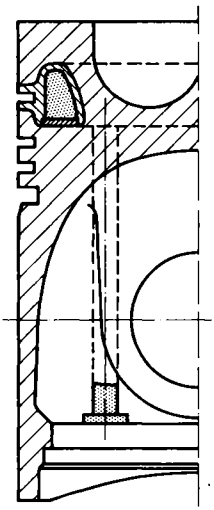
Für die Anwendung der verschiedenen Ausführungsarten, für die Bild 17 Prinzipdarstellungen zeigt, gelten in der Regel folgende Gesichtspunkte:

– Als Kühlmittel wird ausschließlich das Motoren-Schmieröl verwendet,

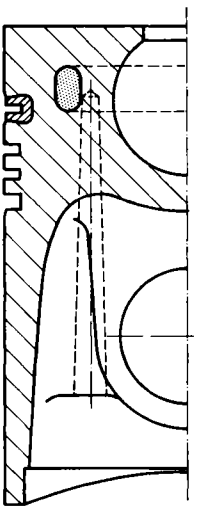


a) Anspritzkühlung b) Shakerkühlung

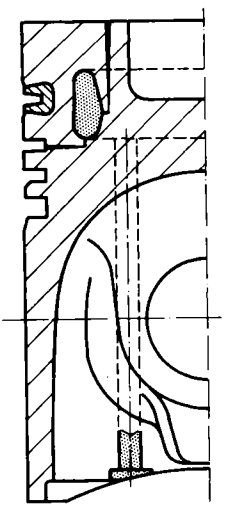
Bild 17. Kolbenkühlungsarten



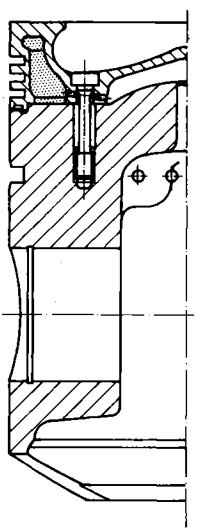
c_1) gekühlter Ringträger



c_2) Salzkerngekühlter Kolben



c_3) Kühlraum gebildet durch aufgesetzten und durch Elektronenstrahlschweißen befestigten Reif



c_4) Kühlraum gebildet durch aufgeschraubten Stahlboden

- Die Wirksamkeit, aber auch die Aufwendungen steigen in der Reihenfolge der Ausführungsarten a) bis c_4),
- Da die Kolbenkühlung dem Motor Wärmeenergie entzieht, wird nur die jeweils ausreichende Ausführungsart eingesetzt,
- Die Ausführungsarten a) bis c_2) werden bei Fahrzeugmotoren bereits serienmäßig angewendet oder befinden sich im fortgeschrittenen Versuchsstadium,
- Bei der Ausführung a) wird der unveränderte Kolben von einer im Gehäuse festen Düse angespritzt,
- Bei der Ausführung b) enthält die Innenform des Kolbens eine Auffangschale, die zu einem Schüttel-(Shaker-)Effekt führt. Anspritzung über eine im Gehäuse festen Düse,
- Bei der Ausführung c_1 handelt es sich um einen gekühlten Ringträger, dessen Zu- und Abfluß über Längsbohrungen von und zum unteren Schaftende erfolgt. Anwendung, wenn das Verkoken des Öls in der Ringträgernut nicht auf einfachere Weise zu verhindern ist, oder wenn sich Ausführung c_2 aus Platzgründen nicht ausführen läßt (132),
- Bei der Ausführung c_2 wird ein Salzkern beim Guß des Kolbenrohlings eingelegt und später wieder ausgelöst. Als Alternative besteht auch die Möglichkeit, einen Ringkanal aus Blech einzugießen, der entweder ebenfalls herausgelöst oder als Wand im Kühlraum belassen werden kann,
- Die Ausführung c_3 macht es möglich, auch in gepreßten Kolben (s. 222) eine Ölkühlung und soweit erforderlich auch einen Ringträger (s. 23) einzubringen. Zu diesem Zweck wird auf den gepreßten Kolbenkörper ein die oberen Kolbenringe tragender Reif aufgesetzt und durch Elektronenstrahlschweißen befestigt. Auf die Kühlwirkung bezogen verhalten sich die Ausführungsarten c_2 und c_3 ähnlich.
- Die Ausführung c_4 stellt eine Lösung dar, die bei hochbelasteten Motoren für Lokomotiven und Schiffe Standardausrüstung ist und bei künftig weiter steigenden spezifischen Motor-Belastungen ebenso wie c_3 auch für Nutzfahrzeuge in Betracht kommen kann.

242 Wirksamkeit

Bild 18 zeigt an einem PKW-Diesel-Motor die Wirksamkeit der Kühlungsarten a) und c_2) gegenüber einem ungekühlten Kolben bei Vollast-Betrieb über der Drehzahl. Die Temperaturabsenkung in der obersten

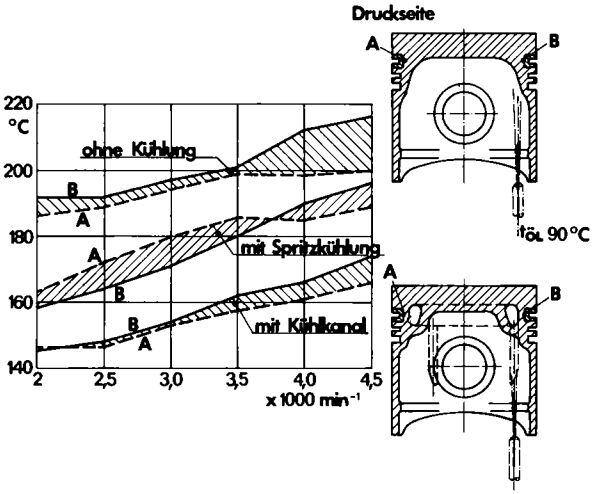


Bild 18. Beeinflussung der Kolbentemperatur durch Kolbenkühlung (Abhängigkeit von der Drehzahl bei Vollast)

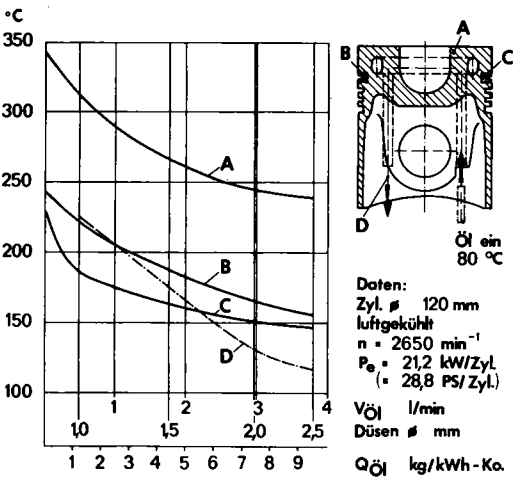


Bild 19. Beeinflussung der Kolbentemperatur durch Kolbenkühlung (Abhängigkeit von der Öldurchsatzmenge)

Ringnut beträgt bei Anwendung der Kühlart a) ungefähr 20° C, bei der Kühlart c_2) ungefähr 40° C.

Bild 19 beschreibt den Einfluß der durchgesetzten Kühlölmenge in einem luftgekühlten Dieselmotor auf die Nuten- und Muldenrand-

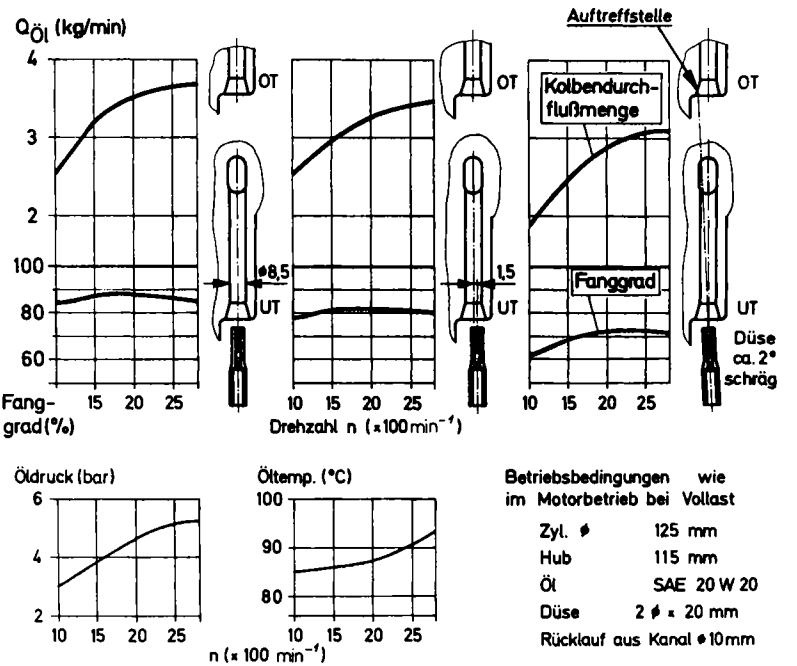


Bild 20. Kolbenkühlung. Einfluß der Spritzdüsen-Einstellung auf den Öl-Fanggrad

temperatur bei Anwendung der Kühlungsart c_2). Es ergibt sich, daß die Kühlölmenge nach der benötigten Temperaturabsenkung in der Ringnut *und* nach der zugelassenen Ausfluß-Temperatur-Kurve D eingestellt werden muß.

Schließlich unterstreicht Bild 20 die Bedeutung einer einwandfreien Einstellung der Ölspritzdüse nach Mittigkeit und Richtung, weil schon bei relativ geringfügigen Abweichungen des Ölstrahles der Fanggrad der Kühlölaufnahme des Kolbens und damit die Öldurchflußmenge stark abfällt.

3 Kolbenwerkstoffe

Es wird auf die Ausführungen im ATH, Bd. 1, S. 128, verwiesen. Im Verlauf der Entwicklung der Kolbentechnik haben sich eine Reihe von Legierungen herausgeschält, die bei allen gängigen Kolben-Konstruktionen angewendet werden. Sie sind innerhalb der Kolben-Industrie vereinheitlicht worden. Zusammensetzung sowie Festig-

keitswerte und physikalische Eigenschaften sind im „Aluminium-Taschenbuch" 12. Auflage, S. 102 und 103 festgehalten.

4 Kolbenherstellung

Es wird auf ATH, Bd. 1, S. 248, verwiesen.

5 Oberflächenschichten

Es wird auf ATH, Bd. 1, S. 151, verwiesen.

6 Kolbenbolzen

61 Abmessungen und Beanspruchungen

Bezüglich der bei der Bolzenbemessung zu beachtenden Gesichtspunkte s. ATH, Bd. 1, S. 252 bis S. 254. Einzelwerte über Abmessungen sind in DIN 73121 bis 73125 bzw. der ablösenden DIN 73126 enthalten.

Die Wahl des Bolzen-Außendurchmessers richtet sich nach der Tabelle 3, Abschnitt 21. Gegenüber ATH, Bd. 1 sind insbesondere bei Kolben für Dieselmotoren die Bolzenaußendurchmesser vergrößert worden, weil dadurch die Durchbiegung der Bolzen verringert und somit die Laufbedingungen im Kolben und im Pleuel verbessert werden.

Für die Passung zwischen Bolzen und Kolbenauge haben sich die in Tabelle 5 angegebenen Werte als günstig erwiesen. Gegenüber den Werten im ATH, Bd. 1, S. 252 ergibt sich eine Erweiterung der Passungen, wobei Überdeckungen auch im Grenzbereich vermieden werden.

Tabelle 5: Passungen zwischen Bolzen und Kolbennabe bei schwimmendem Bolzen

Motorenart	Kolben-⌀ in mm	Spiel zwischen Bolzen u. Kolbennabe in µm
Ottomotor	bis 70	0 bis 9
	über 70	1 bis 12
Dieselmotor	bis 100	1 bis 12
	100 bis 160	3 bis 15
	160 bis 250	5 bis 20
	mit Klemmpleuel	
Ottomotor	alle Kolben-⌀	7 bis 16

62 Bolzenwerkstoffe

Die im ATH, Bd. 1, S. 254 dargelegten Gesichtspunkte sind weiterhin gültig. In der Zwischenzeit hat sich jedoch eine bessere Volumenkonstanz gegenüber früher als notwendig erwiesen, um die gewählte Passung auch während der Motor-Lebensdauer zu gewährleisten. Dabei ist auch auf die Beibehaltung der Oberflächenhärte zu achten, die nicht unter 56 HRC liegen soll.

Die Anzahl der empfohlenen Bolzenwerkstoffe ist gegenüber dem ATH, Bd. 1, eingeschränkt worden, wodurch eine Einsparung erzielt wird. Festigkeits- und Oberflächenhärte-Werte sind in Tabelle 6 festgehalten. Die jeweils verbindlichen Einzelwerte sind in Abschnitt 61 angegebenen DIN-Blättern zu entnehmen.

Tabelle 6: Stähle für Kolbenbolzen

Bezeichnung	Einsatzstahl DIN 17210		Nitrierstahl DIN 17211
	15 Cr 3	16 MCr 5	31 CrMo V 9
Werkstoff-Nr.	1.7015	1.7131	1.8519
Kernfestigkeit in N/mm²			
bei 2– 5 mm Dicke	800–1350		
bei 5–10 mm Dicke	700–1300		1000–1400
bei 10–20 mm Dicke	650–1200		
bei > 20 mm Dicke	500–1200	600–1300	
Oberflächenhärte HRC	56– 65	59– 65	
HV 10	(630– 840)	(690– 840)	min. 690
Verwendung	normale Beanspruchung Otto- und Dieselmotor	hohe Beanspruchung Dieselmotoren Sonderfälle Großmotoren	höchste Beanspruchung Rennmotoren

In der Tabelle sind die gebräuchlichsten Stähle für Kolbenbolzen mit den Festigkeitswerten und Härteangaben nach der Wärmebehandlung angeführt. Die jeweils verbindlichen Werte sind aus DIN 73124, DIN 73125 bzw. künftig aus DIN 73126 zu entnehmen.

63 Bolzensicherungen

Zur seitlichen Sicherung der schwimmenden Bolzen werden Sicherungsringe nach Bild 21a) bis c) verwendet. Für Normalfälle werden Sicherungen nach Form a) und b) gewählt, die nach DIN 472 genormt

sind. Für sportliche Ottomotoren werden ihrer geringen Maße wegen auch hakenlose Sprengringe nach Form c) eingesetzt. Ihre Abmessungen sind in DIN 73130 genormt.

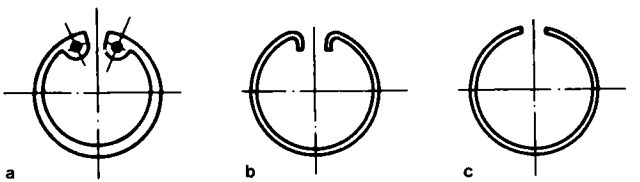


Bild 21. Bolzensicherungen

Literatur

[1] Bensinger, W.-D., Meier, A., Kolben, Pleuel und Kurbelwelle bei schnellaufenden Verbrennungsmotoren – Konstruktion und Berechnung Berlin 1961.
[2] Kolbenkunde, Firmenschrift Mahle, Bad Cannstatt 1964.
[3] KS-Techn. Handbuch, Firmenschrift Karl Schmidt, Neckarsulm 1967.
[4] Kolbenhandbuch, Firmenschrift Alcan, Nürnberg 1972.
[5] Mahle Kolloquium, Firmenschrift Bad Cannstatt 1969.
[6] Mahle Kolloquium, Firmenschrift Bad Cannstatt 1973, 1977.
[7] Emele, G., Temperaturverteilung und Wärmeübergang bei Kolben von Verbrennungskraftmaschinen, Diss. T. H. Karlsruhe 1931.
[8] Brecht, W., Kolbentemperaturen in Ottomotoren. München 1940.
[9] Steinbuch, K., Berechnung von Kolbentemperaturen. Ing. Archiv, XVIII H 5. (1949).
[10] Stotter, A., Der Wärmefluß im Kolben der Verbrennungskraftmaschine. Diss. T. H. Aachen 1963.
[11] Kleine, H., Die Bedeutung des Schmieröls für das Betriebsverhalten der Kolben in einem Verbrennungsmotor. Mineralöltechnik, 7, H. 13 (1962).
[12] Kohl, E., Fragen bei der Entwicklung von Kolben für Hochleistungsmotoren. Automobilindustrie 10 (1965), S. 51–57.
[13] Röhrle, M., Ermittlung von Spannungen und Deformationen am Kolben., MTZ 31 (1970), S. 414–422.
[14] Meier, A., Zur Kinematik der Kolbengeräusche. ATZ 54 (1952), S. 123–128.
[15] Meier, A., Autothermatik-Kolben. MTZ 19 (1958), S. 279–281, S. 362.
[16] Röhrle, M., Regelkolben für Dieselmotoren. MTZ 28 (1967), S. 320–323.
[17] Kuhm, M., Der Weg zum Regelkolben von heute. ATZ 58 (1956), S. 78–84.
[18] Röhrle, M., Neuartige Mahle-Kolbenentwicklungen für Hochleistungsmotoren, ATZ 69 (1967), S. 195–198.
[19] Loebell, R., Der Lochstreifenkolben als Regelkolben für Ottomotoren. ATZ 62 (1960), S. 336–340.

[20] Kohler, W., Leichtmetallkolben mit Ringträgern aus härteren Werkstoffen. Metall 13 (1959), S. 36–41.
[21] Meier, A., Temperaturverhältnisse bei Al-Kolben mit und ohne Kühlung für Dieselmotoren. CIMAC B 11 (1959).
[22] Meier, A., Kolben mit Ölkühlung. MTZ 28 (1967), S. 84–90.
[23] Kohl, E., Grundsätzliche Überlegungen zur Kühlung von Kolben. MTZ 31 (1970), S. 53–57.
[24] Röhrle, M., Gebaute Kolben. MTZ 29 (1968), S. 105–108.

1.92 Kolbenring

Gerhard Dück

1 Allgemeines
2 Theoretische Beziehungen
21 Der Anpreßdruck
22 Die Einbaubiegespannung
23 Der Kolbenringparameter
24 Die Überstreifspannung
25 Das Formfüllvermögen
3 Wirkungsweise
31 Verdichtungsringe
311 Rechteckring (DIN 70 910)
312 Minuten- und Schwachminutenring (DIN 70 911 und 70 915)
313 Trapezring (DIN 70914 und 70916)
314 Ring mit Innenfase bzw. Innenwinkel
315 L-förmiger Verdichtungsring
32 Ölabstreifringe
321 Nasenring (DIN 70 930)
322 Ölschlitzring (DIN 70 946)
323 Dachfasenring (DIN 70 947)
324 Gleichfasenring (DIN 70 948)
325 Ölabstreifring mit Expanderfeder
326 Ölabstreifring mit Schlauchfeder
327 Ölabstreif-Stahlbandringe
33 Reparatur-Kolbenringsätze
34 Stoßausführungen
35 Stoßsicherungen
4 Betriebsverhalten
41 Ringverschleiß
42 Ringstecken
43 Ringbrechen
44 Ringflattern
45 Ölverbrauch
5 Werkstoff
6 Herstellung
7 Oberflächenbehandlungen
71 Phosphatierung und Ferrooxydierung
72 Verzinnung und Verkupferung
73 Keramikbeschichtung
8 Laufflächenbewehrungen
81 Ferroxfüllung
82 Verchromung
83 Molybdänbeschichtung
84 Keramik- und Metall-Mischschichten

1 Allgemeines

Aufgabe der Kolbenringe ist es, den Arbeitsraum gegen den Getrieberaum abzudichten, die Wärmeleitung vom Kolben zur Zylinderwand zu unterstützen und den Ölhaushalt zu regeln.

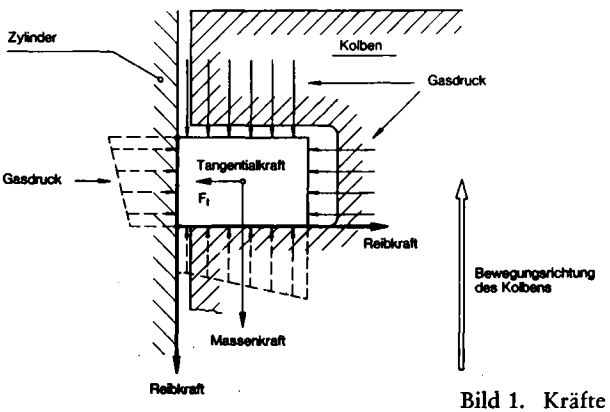


Bild 1. Kräfte am Kolbenring

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

Das setzt voraus, daß sie mit ihrem Umfang dicht an der Zylinderwand und mit einer Flanke an der Kolbennutenflanke anliegen. Die radiale Anlage wird im allgemeinen durch die eigene Federkraft bewirkt, die durch das hinter den Ring tretende Medium, im Motor der Gasdruck, unterstützt wird. Die axiale Anlage wird im wesentlichen durch den Gasdruck und die Beschleunigungskräfte bestimmt und kann zwischen der unteren und der oberen Ringflanke wechseln (Bild 1).

2 Theoretische Beziehungen

21 Der Anpreßdruck

Der Anpreßdruck p, mit dem der Ring gegen die Zylinderwand drückt, ist abhängig von den Dimensionen des Ringes, von der Maulweite (Stoßöffnung des Ringes im ungespannten Zustand, gemessen in der neutralen Faser) und vom Elastizitätsmodul des verwendeten Werkstoffes (Bild 2). Er kann konstant oder gewollt inkonstant sein [2, 4] und wird dann eine Funktion des Umfanges $p = p(\varphi)$ (Bild 3).

Die Messung des Anpreßdruckes ist äußerst problematisch. Er wird deshalb in der Praxis aus der Tangentialkraft F_t errechnet. Das ist jene Kraft, die, an den Stoßenden tangential angreifend, den Ring auf das Stoßspiel zusammenzieht. Durch Vergleich des Biegemomentes der Tangentialkraft mit dem des konstanten Anpreßdruckes

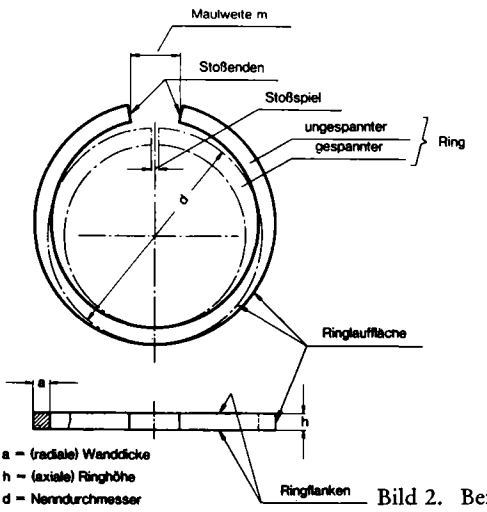


Bild 2. Bezeichnungen am Kolbenring

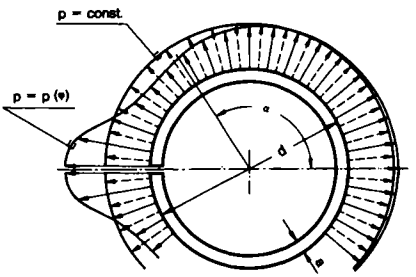


Bild 3. Konstanter bzw. inkonstanter Anpreßdruck eines Kolbenringes

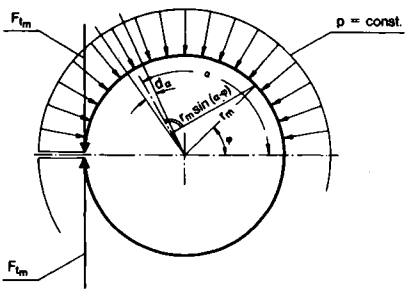


Bild 4. Kräftebeziehungen bei konstantem Anpreßdruck bzw. tangentialer Einzelkraft

lassen sich folgende Beziehungen aufstellen (Bild 4). Für den mit p gleichmäßig belasteten Ring, bezogen auf die Ringmittellinie (Index m):

$$dM = p_m \cdot h \cdot r_m^2 \sin(\alpha - \varphi)\, d\alpha$$

$$M = p_m \cdot h \cdot r_m^2 (1 + \cos\varphi). \qquad (1)$$

Für den durch die tangential an den Stoßenden in der Ringmittellinie angreifende Kraft F_{tm} belasteten Ring ergibt sich das Biegemoment zu

$$M = F_{tm} \cdot r_m (1 + \cos\varphi). \qquad (2)$$

Nach Gleichsetzung von (1) und (2) folgt

$$p_m = \frac{F_{tm}}{r_m \cdot h} \qquad [\text{bar}] \qquad (3)$$

Die Tangentialkraft wird allgemein mit einem nicht biegesteifen Spannband, das den Ring umschließt, gemessen (Reibungseinflüsse liegen bei Ringen handelsüblicher Abmessungen in Größen, die ver-

nachlässigt werden können). Die Tangentialkraft F_t greift also am Aussendurchmesser an. Hierfür erhält man die in der Praxis allgemein verwendbare Formel des Anpreßdruckes des Kolbenringes an der Lauffläche:

$$p = \frac{2F_t}{d \cdot h} \qquad [\text{bar}] \tag{4}$$

Der Anpreßdruck der Verdichtungsringe aus der Eigenspannung liegt im allgemeinen für die Ringe nach Norm bei 1,2−2,0 bar. Durch das hinter den Ring tretende Medium wird der Anpreßdruck um ein Mehrfaches erhöht.

Verschiedentlich wird auch mit der Diametralkraft F_d gerechnet. Hierbei wird der Ring durch eine Kraft, die in der Ebene 90° zum Stoß diametral angreift, bis auf Nenndurchmesser zusammengedrückt. Zwischen Diametral- und Tangentialkraft wird für die verschiedenen Kolbenringwerkstoffe aufgrund empirisch ermittelter Werte angesetzt:

$$F_d = 2{,}05\, F_t \text{ bei E-Modul} \leq 150000\ \text{N/mm}^2 \tag{5}$$

$$F_d = 2{,}15\, F_t \text{ bei E-Modul} > 150000\ \text{N/mm}^2 \tag{5}$$

22 Die Einbaubiegespannung

Die Einbaubiegespannung σ_b − das ist die Beanspruchung, unter der der Ring im eingebauten Zustand steht − ist für den Rechteckquerschnitt gegeben (Querkräfte vernachlässigt):

a) unter Zugrundelegung der Maulweite m durch

$$\sigma_b = 0{,}424\, mE \frac{a}{(d-a)^2} \qquad [\text{bar}] \tag{6}$$

b) unter Zugrundelegung der Tangentialkraft durch

$$\sigma_b = \frac{a \cdot E}{d-a} \cdot 2k \qquad [\text{bar}] \tag{7}$$

23 Der Kolbenringparameter

Der Kolbenringparameter k ist definiert als

$$k = 3\, \frac{(d-a)^2}{h \cdot a^3} \cdot \frac{F_t}{E} \qquad \text{(Rechteckring)} \qquad [-] \tag{8}$$

bzw. ausgedrückt durch den konstanten, in der Ringmittellinie angreifend gedachten Anpreßdruck p_m als

$$k = \frac{p_m}{E \cdot I} \cdot r_m^3 \cdot h \qquad [-] \tag{8a}$$

bzw. mit Flächenträgheitsmoment $I = \frac{ha^3}{12}$

$$k = 12 \frac{p_m}{E} \left(\frac{r_m}{a}\right)^3 \quad \text{(Rechteckring)} \qquad [-] \quad (8b)$$

bzw. ausgedrückt durch die Maulweite m als

$$k = \frac{2}{3 \cdot \pi} \frac{m}{d - a} \qquad [-] \quad (8c)$$

24 Die Überstreifspannung

Die größte Beanspruchung erfährt der Ring allerdings beim Aufziehen auf den Kolben, da er mindestens so weit aufgespreizt werden muß, daß der Innendurchmesser den Außendurchmesser des Kolbens erreicht.

Bei der allgemein in der Literatur angegebenen Formel für die Überstreifspannung $\sigma_{bü}$ wird vorausgesetzt, daß Einbaubiegespannung und Überstreifspannung gleich sind, was nur für eine bestimmte Maulweite bei gegebenem Wandstärkenverhältnis möglich ist. Für hiervon abweichende Maulweiten können bei Benutzung dieser Formel beträchtliche Fehler gemacht werden.

Für die Kolbenringnormen DIN 70910ff ist bei der Auslegung der Ringabmessungen für die Berechnung der Überstreifspannung eine neuentwickelte Form zugrunde gelegt, die für alle Maulweiten gilt und auch die Montage mit Überstreifhülse berücksichtigt. Sie ist allerdings für den praktischen Gebrauch etwas aufwendig.

Ausgehend vom mathematisch exakten Ansatz

$$\sigma(\varphi) = \frac{2}{a} E \left(\frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2}\right) \qquad (9)$$

σ = Spannung der Außenfaser
ρ_1 = Krümmungsradius des unbelasteten Ringes
ρ_2 = Krümmungsradius des belasteten Ringes am selben Ort

wurde, da sich die Lösung nicht geschlossen darstellen läßt, eine in der Praxis leichter handzuhabende Formel entwickelt [3].

Die in Gleichungen (10) und (11) enthaltenen Konstanten sind durch Interpolieren von erstellten Tabellen ermittelt und sichern eine weitgehende Übereinstimmung der angegebenen Form mit der exakten Lösung:

1. Aufziehen des Kolbenringes unter rein tangentialer Belastung:

$$\sigma_{bü_{maxT}} = \frac{a \cdot E}{d - a} (1{,}26\,\varepsilon_T - 1{,}84k + 0{,}025) \qquad [N/mm^2] \qquad (10)$$

mit

$$\varepsilon_T = \frac{d + a}{d - a} - 1 \tag{10a}$$

und k = Kolbenringparameter (Glg. 8).

2. Aufziehen des Kolbenringes über Überstreifhülse:

$$\sigma_{bü_{maxH}} = \frac{a \cdot E}{d - a}\,(0{,}906\,\varepsilon_H - 1{,}4k + 0{,}025) \qquad [N/mm^2] \tag{11}$$

mit

$$\varepsilon_H = \frac{d_H + a}{d - a} - 1 \tag{11a}$$

und k = Kolbenringparameter (Glg. 8).

d_H = Durchmesser der Überstreifhülse

Der Elastizitätsmodul des Ringes errechnet sich aus der Beziehung

$$E = \frac{0{,}375 \cdot \pi \cdot (d - a)^3}{m \cdot l} F_t \quad [N/mm^2] \tag{12}$$

Für den rechteckigen Querschnitt mit dem Flächenträgheitsmoment

$$l = \frac{ha^3}{12} \quad [mm^4]$$

wird

$$E = 14{,}14 \frac{F_t \left(\frac{d}{a} - 1\right)^3}{m \cdot h} \quad [N/mm^2] \tag{13}$$

25 Das Formfüllvermögen

Das Formfüllvermögen [4] wird definiert als die Eigenschaft des Kolbenringes, einem Zylinderverzug i-ter Ordnung folgen zu können, so daß bei Anpreßdruck p = 0 noch lichtspaltdichte Anlage gewährleistet wird:

$$Q = \frac{u_i}{r} = \frac{k}{(i^2 - 1)^2} \tag{14}$$

u_i = radiale Verformung des Zylinders von der i-ten Ordnung über den mittleren Nennradius

κ = Kolbenringparameter (Glg. 8).

Da mit Größerwerden der Ordnungszahl i das Formfüllvermögen mit annähernd 4. Potenz abnimmt, folgt, daß Zylinderverzüge höherer Ordnung für die Funktion der Kolbenringe besonders kritisch sind.

Der hinter dem Kolbenring wirkende Gasdruck p_z verbessert das Formfüllvermögen:

$$Q_z = \frac{u_1}{r}(1 + z) \qquad z = \frac{p_z}{p} \tag{15}$$

Für den federgespannten Ring gilt entsprechend:

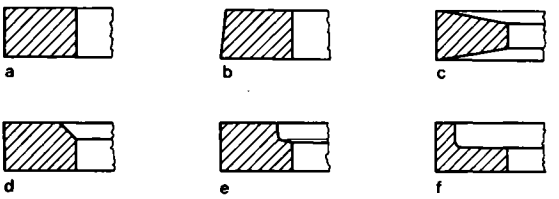
$$Q_f = \frac{u_1}{r}(1 + f) \qquad f = \frac{p_f}{p} \tag{16}$$

3 Wirkungsweise

Nach der Aufgabe wird zwischen Verdichtungs- und Ölabstreifringen unterschieden.

Im wesentlichen handelt es sich um folgende Haupttypen mit spezieller Anwendung (s. Bild 5, 7 und 8):

31 Verdichtungsringe (Bild 5)



a) Rechteckring b) Minutenring bzw. Schwachminutenring c) Trapezring d) Ring mit Innenfase e) Ring mit Innenwinkel f) L-förmiger Verdichtungsring

Bild 5. Verdichtungsringe

311 Rechteckring (DIN 70910)

Verdichtungsring mit rechteckförmigem Querschnitt. Dieser Ring erfüllt mit seiner geometrisch einfachen Form unter normalen Bedingungen alle Dichtungsaufgaben.

312 Minuten- und Schwachminutenring (DIN 70911 und 70915)

Verdichtungsring mit konischer Lauffläche zur Verringerung der Einlaufzeiten. Zu Beginn des Einlaufs berühren sich Ring und Zylinder

nur linienhaft mit hoher Flächenpressung. Durch die auch an der Lauffläche wirksam werdenden Gaskräfte tritt eine gewisse Druckentlastung ein. Wegen ihrer ölabstreifenden Wirkung werden sie auch oft zur Steuerung des Ölverbrauches der Motoren mit herangezogen.

313 Trapezring (DIN 70914 und 70916)

Verdichtungsring mit konischen Flanken. In Fällen, in denen mit Ringstecken gerechnet werden muß, wird der Trapezring eingesetzt, da bei radialer Bewegung durch den Flankenwinkel eine Spielvergrößerung entsteht. Dadurch kann sich der Ring ständig von Verkokungs- und Verbrennungsrückständen freiarbeiten (Bild 6).

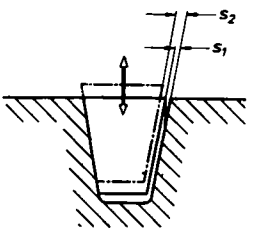


Bild 6. Veränderung des Axialspieles bei Trapezringen $s_2 > s_1$

314 Ring mit Innenfase bzw. Innenwinkel

Verdichtungsringe können mit Innenfase oder mit Innenwinkel versehen werden (DIN 70909). Durch den einseitig veränderten Querschnitt verwirft sich der Ring beim Einbau tellerförmig und bildet bzw. verstärkt eine zur Zylinderlaufbahn konische Lauffläche. Unter Gasdruck wird der Ring plangedrückt, wodurch im Betrieb eine zusätzliche dynamische Beanspruchung entsteht.

315 L-förmiger Verdichtungsring

Der Verdichtungsring mit L-förmigem Querschnitt wird bevorzugt in kleinen Zweitaktmotoren zur Verbesserung der Steuerkante eingesetzt. Wegen seiner Flattersicherheit wird er auch gelegentlich in hochdrehenden Rennmotoren verwendet.

32 Ölabstreifringe (Bild 7)

a) Nasenring, b) Ölschlitzring c) Dachfasenring d) Gleichfasenring

Bild 7. Federlose Ölabstreifringe:

321 Nasenring (DIN 70930)

Der Nasenring kann als Verdichtungsring mit ölabstreifender Eigenschaft bezeichnet werden. Durch die Eindrehung verwirft er sich ähnlich wie der Innenfasen- bzw. Innenwinkelring, so daß vorzugsweise die Kante der Nase an der Zylinderwand anliegt.

322 Ölschlitzring (DIN 70946)

Ölabstreifring, geschlitzt, mit zwei Laufstegen und parallelen Laufstegflanken. Durch die schmalen Stege wird eine hohe Flächenpressung erreicht.

323 Dachfasenring (DIN 70947)

Zur weiteren Erhöhung der Flächenpressung und damit Ölabstreifwirkung sind die Laufstege außen angefast.

324 Gleichfasenring (DIN 70948)

Ölabstreifring mit gleichgerichtet angefasten Laufstegen, wodurch der Ölabstreifeffekt gegenüber dem Dachfasenring noch verstärkt wird.

Ölabstreifringe (federgespannt und federgestützt) (Bild 8)

Durch die im Motorenbau vorherrschende Tendenz zum Leichtbau muß mit größeren Zylinderverzügen gerechnet werden [5]. Diese verursachen erhöhten Ölverbrauch und gebieten deshalb, Ölabstreifringe mit hohem Formfüllvermögen einzusetzen, um einen wirtschaftlichen Ölhaushalt des Motors zu sichern. Flexible Ringe haben im allgemeinen einen kleinen Querschnitt (geringes Widerstandsmoment) und erhalten ihre Spannung von einer hinter ihnen liegenden zusätzlichen Feder. Die federgespannten Ölabstreifringe unterscheiden sich von den federgestützten dadurch, daß ihre federnden Elemente sich nicht im Nutgrund des Kolbens abstützen, sondern die Abstützung in sich selbst erfahren, also unabhängig vom Kolben sind.

325 Ölabstreifring mit Expanderfeder (Bild 8a)

Der Anpreßdruck wird durch eine polygonale Stützfeder verstärkt, die sich abwechselnd am Ringinnen- und am Nutgrunddurchmesser abstützt.

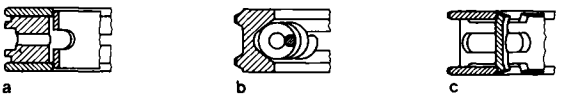


Bild 8. Federgespannte und federgestützte Ölabstreifringe
a) Ölabstreifring (Paßformring) mit Expanderfeder
b) Ölabstreifring mit Schlauchfeder
c) Ölabstreif-Stahlbandring SS 50

326 Ölabstreifring mit Schlauchfeder (Bild 8b)

Ölabstreifring, dessen Radialkräfte durch die Schlauchfeder, einer zylindrischen Schraubendruckfeder, verstärkt wird. Diese Feder wirkt gleichmäßig am ganzen Umfang.

Die Aufnahmenut am Innendurchmesser des Gußringes kann rund oder V-förmig ausgebildet sein. Die V-Nut vermeidet von vornherein evtl. auftretenden kerbförmigen Verschleiß der Feder in Höhe der Ringschlitze.

Im Normalfall findet eine gleichmäßig gewickelte Runddrahtfeder aus ölschlußvergütetem Federstahldraht Anwendung. Für besonders hohe Lebensdauer, z. B. bei LKW-Dieselmotoren, werden die Ringe mit einer am Ringstoß enger gewickelten, centerless geschliffenen Runddrahtfeder aus warmfestem Federstahl ausgerüstet. Für Extremfälle kann diese zusätzlich noch am Ringstoß mit einem Teflonschlauch ummantelt werden.

327 Ölabstreif-Stahlbandringe (Bild 8c)

Diese Ringe bestehen aus 2 Stahlbandringen und einer Abstandsfeder aus Stahl. Stahlringkonstruktionen dienen im Prinzip dem gleichen Ziel wie die federgespannten Gußringe, hohe Abstreifwirkung durch größeres Formfüllvermögen und hohe Flächenpressung zu erreichen.

33 Reparatur-Kolbenringsätze

Für Zwischenüberholungen sind spezielle Ringsysteme, z. B. Goetze-Normformringe und Goetze-Paßformringe, entwickelt worden.

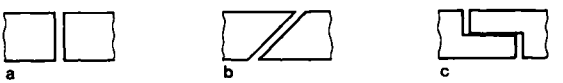
Normformringe sind für neue und gelaufene Zylinder geeignet. Sie sind auf die Serienbestückung abgestimmt, jedoch mit höherem Abstreifeffekt.

Paßformringe werden dann eingesetzt, wenn erhöhter Ölverbrauch und Leistungsverlust zufolge verschlissener Zylinder eingetreten sind. Diese Ringe sind so abgestimmt, daß sie in der Lage sind, großen Zylinderverschleiß zu überbrücken, z. B.

1. Nut: Minutenring mit Laufkantenaussparung,
2. Nut: Nasenring mit Expanderfeder,
3. Nut: Ölschlitzring und Stahlbandringe mit Expanderfeder (Bild 8a).

34 Stoßausführungen

Im allgemeinen werden die Ringstöße (Bild 9) gerade ausgeführt. Schräg geschnittene und überlappte Stöße finden im Motorenbau immer weniger Verwendung, im Kompressorenbau und in der Hydraulik hingegen werden sie noch eingesetzt. Hinsichtlich der Dichtigkeit bestehen bei diesen Stoßausführungen keine Unterschiede.



a) gerader Stoß b) schräger Stoß c) überlappter Stoß

Bild 9. Stoßausführungen

35 Stoßsicherungen

Flanken-, Innen- und Mittelsicherung (Bild 10) dienen der Arretierung der Ringe auf dem Kolben von Zweitaktmotoren, wodurch ein Einhaken in die Steuerschlitze und daraus resultierende Bruchgefahr vermieden werden.

a) Innensicherung b) Mittelsicherung c) Flankensicherung

Bild 10. Stoßsicherungen

4 Betriebsverhalten

Das Betriebsverhalten der Kolbenringe ist im wesentlichen von der Konstruktion des Motors, von der thermischen und verbrennungsdynamischen Belastung [6, 7, 8], von der Zylinderausführung und -bearbeitung, vom Kolben, vom verwendeten Schmieröl, vom Kratfstoff und von der Qualität der Ringe [9] selbst abhängig.

41 Ringverschleiß

Die Komponenten, die den Gesamtverschleiß verursachen, sind so mannigfaltig, daß hier nur Hinweise gegeben werden können. In zahlreichen Arbeiten wurden im wesentlichen folgende Faktoren untersucht:

a) Schmierung [10, 11, 12],

b) Ringwerkstoff und Reibpaarung [9, 13, 14],

c) Korrosion [15],

d) Staub (Verschmutzung) [16, 17],

e) Oberflächengestaltung [18, 19, 20].

Der einwandfreien Schmierung kommt wohl die größte Bedeutung zu. Bei ununterbrochenem Ölfilm kann von einem Reibverschleiß kaum gesprochen werden. Wird jedoch der Film zerstört, so tritt metallische Berührung der Reibpartner ein, und der Verschleiß steigt schnell an. Diese Unterbrechungen des Ölfilms treten besonders

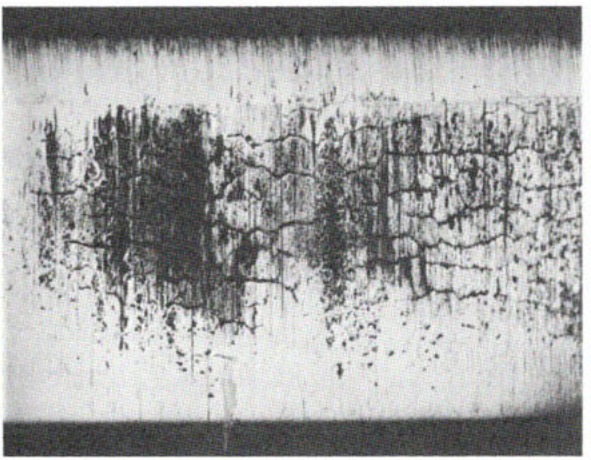


Bild 11. Lauffläche eines verchromten Kolbenringes mit Brandspuren

im Bereich des oberen Totpunktes auf und sind im allgemeinen auf Ölmangel, unregelmäßige Ölverteilung in den einzelnen Zylindern und auf der Laufoberfläche, nicht anliegende Ringe, unrunde Zylinder oder hohe Kantenpressungen der Kolbenringe zurückzuführen.

Bei solchen Störungen entstehen Brandspuren [21] auf Ringen und Zylinderlaufflächen. Es handelt sich hierbei also um einen partiellen Freßvorgang, durch den erhöhter Verschleiß und u. U. totales Fressen von Kolbenringen und Kolben verursacht werden. Die dunklen Stellen in Bild 11 sind teilweise festgebrannte Ölrückstände, häufiger aber Werkstoffschäden, die durch die bei metallischer Berührung entstehenden hohen Oberflächentemperaturen verursacht sind.

Aus diesem Bild ist auch das typische Indiz für thermische Überbelastung bei verchromten Ringen in Form eines groben Rißnetzwerkes mit einer ausgeprägten Struktur in Umfangrichtung ersichtlich. Die Ursachen, die zu einer metallischen Berührung führen, sind sehr komplex. Von besonderem Einfluß ist die Zylinderoberflächenbearbeitung [20], die oft Ursache für das Entstehen von Brandspuren ist.

Maßnahmen zur Vermeidung von Brandspuren:

gute Schmierung,

runde Zylinder,

gute Oberflächengestaltung (Honung) der Zylinder,

gutes Einlaufverhalten von Ringen und Zylindern,

Oberflächenbehandlung (Phosphatieren, Ferrooxydieren, Nitrieren),

Verwendung von ferroxgefüllten Ringen,

Verwendung von verchromten Ringen,

Verwendung von molybdänbeschichteten Ringen.

Eine Verbesserung des zur Schmierung notwendigen Ölfilms kann durch die Verwendung von Ringen mit balliger Lauffläche erzielt werden. Die definiert ballige Form der Lauffläche sorgt infolge ihrer Schmierkeilwirkung für optimale Ölverteilung über den Kolbenhub und vermeidet Kantenpressungen und damit Durchdrücken des Schmierfilms bei Schiefstellen des Kolbens (Bild 12). Ein weiterer Vorteil der balligen Ausführung liegt in der anfänglichen Linienberührung der Lauffläche mit dem Zylinder, wodurch der Einlaufvorgang verkürzt wird.

Der oberste Ring erfährt nicht nur den höchsten Druck und die höchste Temperatur, er läuft auch im oberen Totpunkt unter den zuvor genannten ungünstigen Schmierverhältnissen und wird zusätzlich noch von Rückständen der Verbrennung angegriffen.

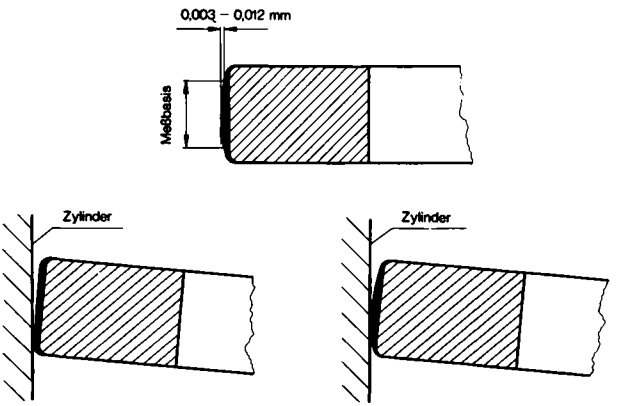


Bild 12. Ring mit balliger Lauffläche

Aus dem in den Kraftstoffen vorhandenen Schwefel und dem in der Verbrennungsluft enthaltenen Wasserdampf bilden sich bei der Verbrennung zum Teil Schwefel und schweflige Säure, die einen zusätzlichen korrodierenden Verschleiß bewirken. Bei größeren Dieselmotoren kann man gelegentlich diese Korrosion besonders an den Ringflanken erkennen. Starker Abriebverschleiß wird auch durch Fremdkörper, die zwischen die Laufflächen geraten, verursacht. Die schmirgelnden Teile (Staub und Schmutz) verursachen grobe Längsriefen auf Kolben und Zylindern. Das Erkennungsmerkmal für diese Verschleißart sind grobe, nicht verfärbte Riefen, die an den Ringen ebenfalls leicht festgestellt werden können [15].

Maßnahmen zur Vermeidung von Abriebverschleiß:

gute Luft- und Ölfilter,

Sauberkeit bei der Montage.

Die Oberflächengestaltung hat vor allem einen Einfluß auf den Einlaufverschleiß und das Einlaufverhalten der Ringe. Rauhe Oberflächen laufen zwar schneller ein, tragen auch dazu bei, daß die Dichtelemente schneller dichten, haben aber einen höheren Anfangsverschleiß als glatte Flächen. Durch Umwandlung der Oberflächen in Einlaufschichten, z. B. durch Phosphatieren oder Ferrooxydieren, werden leicht abtragende rauhe Einlaufflächen erzeugt, die den Einlaufvorgang verkürzen. Da diese Flächen auch eine gute Ölhaftung haben, werden gute Einlaufbedingungen geschaffen.

Von entscheidender Bedeutung für einen guten Einlauf und geringe Brandspurneigung ist die Zylinderlaufflächenbearbeitung. Wird die Zylinderlauffläche bei der Bearbeitung verdrückt, d. h., der für

Bild 13. Blechmantel an einer Zylinderlauffläche

gute Laufbedingungen wichtige Graphit durch einen sog. Blechmantel (Bild 13) überdeckt, so geht die Notlaufhilfe der Zylinderbahn verloren, und die Laufbedingungen für die Kolbenringe werden kritischer. Eine schlechte Honung kann u. a. durch grundsätzlich falsche Honsteine, durch falsche Körnung der Honsteine sowie durch stumpfe Honsteine, durch zu hohen Hondruck, durch schlecht abgestimmte Honflüssigkeit und durch große Zerspanungsraten verursacht werden. Mit keramischen Honsteinen ist infolge des Selbstschärfungseffektes diese Gefahr weniger groß als mit Diamanthonsteinen. Für eine optimale Zylinderoberfläche wird allgemein die sog. Plateau-Honung angestrebt. Als Richtwerte für diese Honung können gelten:

Honriefen:

gleichmäßig geschnitten nach beiden Richtungen,

möglichst gleichmäßiger Abstand,

frei von abgerissenem und verquetschtem, überschobenem Material,

frei von glatten (polierten) Stellen.

Rauhigkeit: 2 – 8 µm R_{max} (plateaugehont)
(0,2 – 1,0 µm R_a)

Riefenbreite: 5 – 25 µm

Honwinkel: 60°

Plateauanteil: 50 – 70 %.

Die Werkstoffpaarung Kolbenring – Zylinder ist besonders dann von entscheidender Bedeutung, wenn eine gute Schmierung nicht gesichert ist. In solchen Fällen wird vor allem das Notlaufverhalten

der Verschleißpartner angesprochen. Als allgemein günstig hat sich die Guß-Guß-Paarung erwiesen, wobei die Kolbenringe den Vorschriften im ATH Bd. 1, S. 262, Abschnitt 5, entsprechen sollen. Für besondere Einsatzfälle, z. B. bei verchromten oder gehärteten Zylinderlaufbuchsen, wird vergüteter Grauguß mit martensitisch-bainitischem Grundgefüge verwendet. Guß-Stahl-Paarungen haben geringeren Verschleißwiderstand und werden allgemein auch nur verwendet, wenn die Stahlringe an der Lauffläche verchromt sind oder Gußringe mit Stahlzylindern zusammenlaufen.

42 Ringstecken

Liegt die Temperatur in der Kolbenringzone so hoch, daß das verwendete Schmieröl verkokt, so setzen sich die Ringe in den Nuten fest und können ihre Dichtfunktion nicht erfüllen [22, 23, 24]. Die Verbrennungsgase schlagen dann an den Kolben vorbei und heizen sie und die Ringe noch mehr auf, so daß es zum Fressen kommen kann. Oft ist auch Ringbruch die Folge.

Außerdem kann Ringstecken durch Verbrennungsrückstände verursacht werden.

Maßnahmen zur Vermeidung von Ringstecken:

Senkung der Kolbentemperatur,

Einsatz von Trapezringen,

Vergrößerung des Feuersteges am Kolben,

richtige Wahl der Kolben- und Nutspiele,

Verwendung von Ölen mit geringer Rückstandsbildung.

43 Ringbrechen

Kolbenringbrechen kann eintreten, wenn die Ringe örtlich festbrennen – also Ringstecken eintritt –, wenn das Stoßspiel zu klein ist, die Ringe daher am Stoß zusammenkommen und drücken, wenn schlechte Schmierung vorliegt, wenn Kolbenringnutenspiele grundsätzlich falsch oder durch Verschleiß zu groß geworden sind, wenn Ringflattern auftritt, wenn infolge hoher Drehzahlen extreme Beschleunigungskräfte auf den Ring wirksam werden, wenn durch unplane Kolbennutenflanken zusätzliche dynamische Verwindungen verursacht werden, wie auch durch schlagartigen Druckanstieg bei der Verbrennung [14].

Bei Zweitaktmotoren tritt Ringbrechen häufig dadurch ein, daß die Ringe in die Spülschlitze der Zylinder einfedern.

So vielfältig wie die Ursachen für das Brechen der Ringe sind, sind auch die Maßnahmen zu deren Vermeidung. In den meisten Fällen ist es äußerst schwer, die wirklich alleinige Ursache für den Ringbruch zu erkennen. Deshalb ist der Einsatz von Werkstoffen höherer Festigkeit oft die einzige Maßnahme, um das Brechen zu vermeiden.

Maßnahmen zur Vermeidung von Ringbrechen:

Veränderung der Ringhöhe,

richtig abgestimmte Nuten- und Kolbenspiele,

gute Schmierung,

Vermeidung von Festbrennen und hohem Verschleiß,

Umgehen des Flatterbereiches durch geeignete Wahl der Ringabmessung,

weiche Verbrennungsabläufe.

44 Ringflattern

In bestimmten Drehzahlbereichen kann bei schnell laufenden Motoren Kolbenringflattern auftreten, das sich durch plötzlichen Anstieg des Gasdurchtritts und Nachlassen der Leistung bemerkbar macht [14, 24]. Dies wird dadurch verursacht, daß die Ringe nicht mehr ihre Funktion erfüllen, da sie in einen Zustand der Labilität geraten, sie „flattern". Diese Bewegung, durch das Wechselspiel von Beschleunigungs-, Gas- und hydraulischen Kräften hervorgerufen, kann in axialer und radialer Richtung (Kollaps) eintreten.

In radialer Richtung kann die Bewegung insbesondere durch das Laufflächenprofil, die Gaskräfte und durch die hydraulischen Kräfte, die sich vom Ölfilm her auf den Ring auswirken, beeinflußt werden. Minutenringe mit konischer Lauffläche, in der ersten Nut eingesetzt, haben eine niedrigere Flatterdrehzahl als Rechteckringe. Durch den an der Lauffläche einwirkenden Gasdruck wird der die Dichtwirkung unterstützende Gasdruck im Ringrücken aufgehoben. Auch von der Größe des Minutenwinkels ist die Lage der Flatterdrehzahlen abhängig.

Um dieser unkontrollierten Bewegung entgegenzuwirken, führte die Entwicklung von Ringen mit konstanter Flächenpressung zu solchen mit definiert inkonstanter Radialdruckverteilung [2].

Der Radialdruck dieser Ringe ist vorsätzlich am Stoß erhöht, um eine Art „Dämpfung" zu erzeugen, weil die Flatterbewegungen im allgemeinen vom Stoß her eingeleitet werden. Bei dieser Radialdruckverteilung spricht man von der sog. birnenförmigen Charakteristik (Bild 14a).

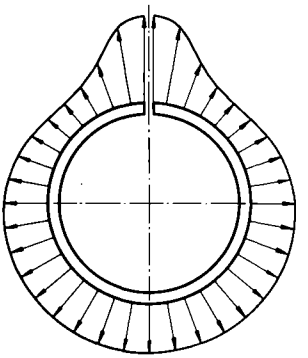


Bild 14a)
Viertaktcharakteristik,
Radialdruckverteilung von Kolbenringen

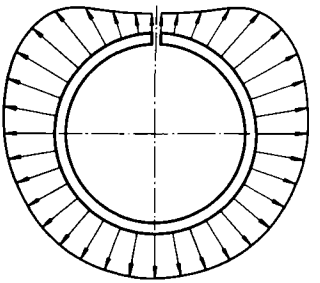


Bild 14b)
Zweitaktcharakteristik,
Radialdruckverteilung von Kolbenringen

Bei Zweitaktmotoren, deren Ringe nicht fixiert sind, kann diese Pressungsverteilung nicht verwendet werden, da die Ringenden beim Übergleiten über die Spülschlitze infolge des höheren Druckes in diese einhaken und brechen würden. Deshalb ist die Erhöhung des Radialdruckes von den Stoßenden in die beiden Quadranten rechts und links vom Stoß verlegt, so daß man zur sog. apfelförmigen Charakteristik gelangt (Bild 14b).

Es sei aber auch darauf hingewiesen, daß eine inkonstante Radialdruckverteilung ein geringeres Formfüllvermögen der Ringe verursacht. Die Stellen des Ringes, die den minimalen Radialdruck aufweisen, können einer Zylinderverformung weniger gut folgen, als dies beim Ring mit konstanter Radialdruckverteilung möglich ist. Hieraus folgt für den Motorenbauer, daß die Notwendigkeit für extrem birnenförmige Radialdruckcharakteristiken erst durch Motorversuche belegt sein sollte. Bezüglich des Verschleißes ist zu beachten, daß dieser an den Stellen höheren Drucks größer zu erwarten ist.

Die Ovalität, definiert als die Durchmesserdifferenz – gemessen über den Stoß und 90° versetzt dazu – eines im flexiblen Spannband zusammengezogenen Ringes, gibt über die Radialdruckverteilung

keine verbindliche Aussage. Für eine hinlängliche Beurteilung der Radialdruckverteilung ist unbedingt die Kenntnis der Konturenkurve erforderlich. Das ist jene Außenkontur des Ringes, die sich einstellt, wenn der Ring im flexiblen Spannband auf Nennstoßspiel zusammengezogen wird.

Die gezeigten Druckverteilungen (Bild 14) sind selbstverständlich Idealformen, die durch Schwankungen des Werkstoffes und der Oberflächenbearbeitung beeinflußt werden. Von den Kolbenringherstellern werden jedoch diese Charakteristiken angestrebt. Hochleistungskolbenringe haben grundsätzlich Vier- bzw. Zweitakt-Radialdruckverteilungen und werden als formgedrehte oder doppelt formgedrehte Ringe hergestellt.

45 Ölverbrauch

Betriebssicherheit, Wirtschaftlichkeit und Lebensdauer eines Motors werden entscheidend durch seinen Ölhaushalt beeinflußt [26, 27, 28]. Für die Betriebssicherheit muß gewährleistet sein, daß Kolben, Kolbenringe und Zylinder hinreichend geschmiert werden, was aber selbstverständlich nicht zur Ölüberschwemmung dieser Teile führen darf. Es ist deshalb verständlich, daß das Problem „betriebsnotwendige und wirtschaftliche Schmierung" zu zahlreichen Ringkombinationen führt, die so abgestimmt werden, daß sie für den jeweiligen Motor eine tragbare Lösung darstellen.

Der Ölverbrauch eines Motors hängt nicht nur von den Ölabstreifringen ab, sondern von einer ganzen Anzahl weiterer Faktoren. Zum Beispiel sind richtige Abstimmung der Verdichtungsringe oder richtige

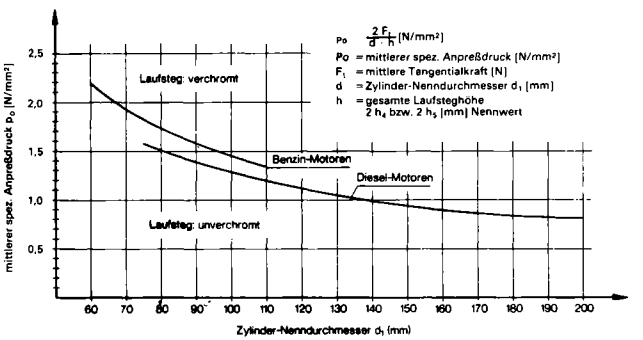


Bild 15. Mittlerer spez. Anpreßdruck von Schlauchfeder -Ölabstreifringen

Wahl der Ringspiele von ebenso großer Bedeutung wie Zylinder- und Kolbengestaltung.

Bei den Verdichtungsringen haben der normale Rechteck-, der Innenfasen- bzw. Innenwinkel- und der Minutenring ölabstreifende Wirkung. Als klassische Ölabstreifer sind Nasen- und Ölschlitzring zu bezeichnen, deren Ölabstreifeffekt wesentlich verbessert wird, wenn sie mit einer spannenden Feder versehen sind [29, 30]. Flexible Ringkonstruktionen, z. B. der Schlauchfederring, zeichnen sich durch hervorragendes Formfüllvermögen und durch variierbare Flächenpressung aus, die durch Laufstegbreite und Federkraft bestimmt wird. Besonders wirksam sind hierbei axial niedrige Schlauchfederringe. Sind höhere Flächenpressungen erforderlich, werden die Laufstege aus Verschleißgründen verchromt bzw. molybdänbeschichtet. Durch Profilschleifen dieser Ringe können sehr enge Toleranzen für die Laufstegbreite eingehalten werden. Die Erfahrungsgrenzen, bei welcher mittleren spezifischen Anpressung verchromte Ringe erforderlich sind, gibt Bild 15 wieder.

5 Werkstoff

Er ist durch die Forderung nach guten Lauf- und Notlaufeigenschaften, nach gutem elastischen Verhalten, auch unter Wärmeeinfluß, und nach guten Wärmeleiteigenschaften bestimmt. Höhere Festigkeit muß dann zusätzlich gefordert werden, wenn motorseitig extrem hohe Bedingungen wie harter Verbrennungsdruck, hohe Drehzahlen usw. vorliegen [14].

Als Hauptwerkstoff findet graues Gußeisen gemäß folgender Spezifikation Anwendung:

Graphitausbildung:	vorzugsweise lamellar, gleichmäßig verteilt,
Grundgefüge:	Perlit, Ferrit nicht über 5%,
Phosphidausbildung:	netzförmig, ohne Anhäufungen,
Härte:	210–280 HB.

Obige Spezifikation gilt für in Einzelguß hergestellte Ringe. Das Grundgefüge der vergüteten Werkstoffe ist martensitisch bzw. martensitisch-bainitisch, die Härte liegt bei 300–380 HB und bei 270–360 HB für Kugelgraphit-Material. In verchromten bzw. gehärteten Zylindern hat sich ein vergüteter Werkstoff, z. B. IKA 3 mit einer Härte von HV 400–500 bewährt. Das vergütete lamellare Gußeisen, der Kugelgraphitguß und auch Stahl werden für dynamisch hoch beanspruchte Ringe eingesetzt.

Die weniger günstigen Notlaufeigenschaften von Kugelgraphiteisen und Stahl fordern, daß die Ringe an der Lauffläche bewehrt, d. h. verchromt bzw. molybdänbeschichtet sein müssen, mindestens wenn sie für die 1. Nut vorgesehen sind.

6 Herstellung

Kolbenringe aus Grauguß werden im allgemeinen in Einzelguß gegossen, gelegentlich werden sie auch von Büchsen abgestochen. Kolbenringe aus Stahl werden in einem speziellen Verfahren hergestellt. Die mechanische Fertigung und Formgebung der bereits unrund gegossenen Ringe bzw. der unrund vorgefertigten Stahlringe geschieht überwiegend durch Form- bzw. Doppeltformdrehen [9]. Beim Doppeltformdrehen wird der an den Flanken geschliffene Rohling innen und außen gleichzeitig im Kopierdrehverfahren bearbeitet. Nach Heraustrennen des der Maulweite (Stoßöffnung) entsprechenden Ringstückes hat der Ring die ungespannte Form, die nach Einsetzen in den Zylinder die gewünschte Radialdruckverteilung ermöglicht. Der Ring liegt dabei einwandfrei lichtspaltdicht an und drückt mit inkonstantem, gemäß Bild 14 gefordertem Radialdruck gegen die Zylinderwand.

Das thermische Spannen von Kolbenringen findet bei Stoßdämpferringen und bei größeren Durchmessern ($> 240\,\text{mm}$) Anwendung. Der Spannungsabfall dieser Ringe unter thermischer Belastung ist größer als der der formgedrehten Ringe, und außerdem kann eine bestimmte, von der konstanten Pressungsverteilung abweichende Druckverteilung nur sehr schwer verwirklicht werden.

Die Profilgebung der Laufflächen von Minuten-, Nasen- und Ölschlitzringen erfolgt auf Außendrehautomaten mit Hilfe von Profilwerkzeugen. Bei diesem Verfahren wird in höchstem Maße exakte Formgebung mit einem hohen Grad an Wirtschaftlichkeit erreicht. Bei verchromten und molybdängespritzen Ölschlitzringen werden die Laufstege vorzugsweise profilgeschliffen.

7 Oberflächenbehandlungen

Oberflächenbehandlungen dienen der Verbesserung des Einlaufs und mit gewissen Einschränkungen auch zur Verhinderung von Korrosion. Das letztere ist im wesentlichen nur mit Rücksicht auf die Lagerhaltung der Ringe zu werten.

71 Phosphatierung und Ferrooxydierung

Beide Verfahren werden zur Beschleunigung und Sicherung des Einlaufs angewendet. Durch chemische bzw. chemotechnische Behandlung

wird die Oberfläche des Ringes im ersten Fall in Phosphatkristalle, im zweiten Fall in Eisenoxyd umgewandelt.

Die Phosphatschicht trägt sich leichter ab als das Grundmaterial und verkürzt so die Einlaufzeit; die Abriebteilchen der Ferroxschicht wirken, da sie sehr hart sind, als „Einlaufschmirgel". Beide Schichten, wie auch die Nitrierschicht, haben eine bestimmte Resistenz gegen Brandspurbildung und werden deshalb in solchen Fällen mit gutem Erfolg eingesetzt, in denen das Brandspurniveau der Motoren verhältnismäßig niedrig ist.

72 Verzinnung und Verkupferung

Gleichen Zwecken dienen die galvanisch aufgebrachten metallischen Schutzschichten. Sie besitzen eine geringere Härte als der Zylinderwerkstoff und wirken so „quasi-schmierend" eventuellem Fressen entgegen.

73 Keramikbeschichtung

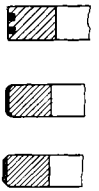
Bei diesen Schichten handelt es sich um Beschichtungen der Laufflächen mit kunststoffgebundenen Keramikpartikeln. Diese verschleißfördernden, den Einlauf beschleunigenden Schichten werden mechanisch aufgebracht. Die Goetze-Mola-Schicht wird in einem speziellen Verfahren vorzugsweise auf unverchromte wie auf verchromte Ringe mittelschnellaufender Motoren aufgebracht. Ein irgendwie gearteter Nachteil für die Lager ist nicht gegeben, da der verwendete Keramikwerkstoff während des Einlaufvorganges in sich aufbricht und die Partikel die Größe der Ölfilmdicke annehmen und damit ihre Wirkung verlieren.

8 Laufflächenbewehrungen

Zur Verlängerung der Lebensdauer von Kolbenringen und Zylinder werden die Kolbenring-Laufflächen mit verschleißmindernden Schichten bewehrt.

81 Ferroxfüllung

In die Lauffläche werden eine oder mehrere Nuten eingestochen, die mit einer Mischung aus Eisenoxid (Fe_3O_4) und einem Bindemittel gefüllt werden. Eisenoxid bietet einen größeren Widerstand gegen Fressen bzw. Brandspuren als der Grundwerkstoff. Die Ferroxmasse ist nach Einbringen und dem Erstarren porös, so daß das Schmieröl



a) Ferroxgefüllter Ring b) Verchromter Ring,
c) Ring mit Molybdän-Spritzschicht

Bild 16. Laufflächenbewehrungen

gespeichert und die Laufeigenschaft des Ringes zusätzlich verbessert wird (Bild 16a).

82 Verchromung

Die galvanisch aufgebrachte Hartchromschicht hat einen ausgezeichneten Verschleißwiderstand. Hinzu kommt ihre gute Resistenz gegen Brandspuren, die sie eindeutig über unbewehrte, aber auch über oberflächenbehandelte Ringe stellt.

Der größte Verschleiß entsteht im allgemeinen am ersten Kolbenring im oberen Totpunkt. Dies ist begründet durch die schlechten Laufbedingungen des ersten Ringes in dieser Zone (halbflüssige Reibung), durch die zusätzliche Anpressung, die der Ring durch den hinter ihn tretenden Gasdruck erfährt, und durch die Wärmeeinflüsse sowie die Korrosion infolge der Verbrennungsrückstände.

Deshalb wird im allgemeinen auch nur der erste Ring mit einer verchromten Lauffläche versehen. Sind extreme Bedingungen wie z. B. hoher Staubanfall oder Schwerölbetrieb zu berücksichtigen, so wird oft auch der zweite Ring verchromt. Erfahrungsgemäß reduziert der verchromte Ring den Verschleiß der Zylinderlauffläche auf etwa 50% und den der gesamten Ringe des Kolbens auf etwa 30% der Werte mit unverchromten Ringen.

Die hohe Verschleißfestigkeit der Chromschicht hat naturgemäß zur Folge, daß verchromte Ringe weniger schnell einlaufen als unverchromte. Durch eine zusätzliche Mola-Beschichtung und/oder eine ballige Form der Lauffläche (höhere Flächenpressung) kann dies aber weitgehend kompensiert werden. Gleich wirksam sind auch Einlaufbeschleuniger, die dem Kraftstoff beigegeben werden, sowie Einlauföle.

83 Molybdänbeschichtung

Zur Vermeidung von Brandspuren wird mit bestem Erfolg die Lauffläche der Ringe mit Molybdän ausgefüllt oder ganzflächig beschichtet (Bild 16c). Dies kann sowohl im Flammenspritz- als auch im Plasmaspritz-Verfahren geschehen [31, 32, 33].

Die hohe Resistenz der Molybdänschicht gegen Brandspurbildung wird hypothetisch auf den hohen Schmelzpunkt von Molybdän (2620° C), auf die poröse Struktur und auf die „schmierende" Wirkung des Molybdänoxyds, das sich beim Reibvorgang bilden kann, zurückgeführt.

Die poröse Struktur, die sich beim Metallspritzen bildet, wird als Ölreservoir, das die Schmierung bei kritischen Laufbedingungen verbessert, wirksam. Da die Porosität aber festigkeitsbestimmend für die Schicht ist, muß dies bei schmalen Laufflächen, z. B. bei Ölschlitzringen, berücksichtigt werden.

84 Keramik- und Metall-Mischschichten

Die extrem gute Brandspursicherheit von Molybdän-Schichten ist der Ausgangspunkt für die Weiterentwicklung metallischer und keramischer Mischschichten.

Im Einsatz sind Mischschichten auf Molybdän-Basis in Kombination mit diversen Metallegierungen und reine keramische Schichten, z. B. Kombinationen von Aluminium-Oxid und Titan-Oxid.

Im Gegensatz zu den Keramik-Beschichtungen nach Abschnitt 73 werden diese im Plasma-Spritz-Verfahren wie die Metallmischschichten auf die Kolbenringe aufgebracht.

Literatur

[1] Englisch, C., Kolbenringe, Bd. I u. II, Wien 1958.
[2] Arnold, H., Florin, F., Zur Berechnung selbstspannender Kolbenringe von konstanter Stärke. Konstr. 1 (1949), S. 272.
[3] Mierbach, A., Hausinterne Information der Goetzewerke AG (1972).
[4] Müller, R., Zur Frage des Formfüllvermögens von Kolbenringen in von der Kreisform abweichenden Bohrungen gleicher Umfangslänge. MTZ 31 (1970), S. 79–82.
[5] Stecher, F., Zylinderverformungen. Untersuchungen in einer Modellanlage und im laufenden Motor. MTZ 31 (1970), S. 505–511.
[6] Essers, E. und U., Über das Messen von Kolbentemperaturen. MTZ 27 (1966), S. 260–263, S. 355–359.
[7] Furuhama, S., Ichikawa, H., Effect of the Piston Ring Shape on the Ring Stick of an Air Cooled 2-Stroke-Diesel-Engine. Bulletin of Isme 13 (1970), No, 62.
[8] Gerner, D., Methode zur Trennung der Reibungsverluste von Kolben und Lagern sowie zur Bestimmung des Reibmitteldruckes im Motorversuch. Wissenschaftl. Zeitschrift der T. U. Dresden 17 H. 5 (1968).
[9] Arnold, H., Der doppelt formgedrehte Kolbenring. Fachschrift Nr. 22 „Der Kolbenring" der Goetzewerke AG (1954).
[10] Eilon, S., Sounders, O. A., A Study of Piston Ring Lubrication. Proc. Inst. Mech. Eng. London, 171, (1957), S. 427–462.

[11] Poppinga, R., Nachweis der Schmierfilmdurchbrechung durch Messen des elektrischen Übergangswiderstandes zwischen Kolbenring und Zylinder. Diss. TH Dresden 1940.
[12] Beck, G., Zylinder- und Kolbenringverschleiß. Deutsche Kraftfahrforschung 29 Berlin 1939.
[13] Dück, G., Tendenzen in der Kolbenringentwicklung. MTZ 30 (1969), S. 100–106.
[14] Arbeitsgespräch am 16./17. 11. 1967, Flattern und Brechen von Kolbenringen. Sonderdruck der Goetzewerke AG (1967).
[15] Bodey, A., Untersuchungen über Korrosionsverschleiß in Verbrennungsmotoren. Deutsche Kraftforschung Heft 84 (1954).
[16] Watson, C. E., Hanly, F. J., Burchel, R. W., Abrasive Wear of Piston Rings. SAE-Paper for presentation at the SAE Golden Anniversary Annual Meeting 1955.
[17] Calow, J., Epton, S., Kolbenringverschleiß von Ottomotoren. ATZ 65 (1963), S. 185–191.
[18] Dück, G., Zur Laufflächengestaltung von Zylindern und Zylinderlaufbuchsen. MTZ 28 (1967), Nr. 3.
[19] Dück, G., Zur Laufflächengestaltung von Zylindern und Zylinderlaufbuchsen. Fachschrift K 9 der Goetzewerke AG (1973).
[20] Bäumler, H., Wiemann, L., Brandspurversuche in einem Fahrzeug-Dieselmotor. Fachschrift K 1 der Goetzewerke AG (1967).
[21] Wiemann, L., Die Bildung von Brandspuren auf den Laufflächen der Paarung Kolbenring – Zylinder in Verbrennungsmotoren. MTZ 32 (1971).
[22] Gruse, W. A., Livingstone, C. I., Piston Deposits. Some Notes on Ring Sticking, Varnishing and Ring Clogging. Automobile Engineer 11 (1940).
[23] Glaser, W., Der Einfluß der Betriebsbedingungen auf das Kolbenringstecken bei der Betriebsstoffdauerprüfung. Luftfahrtforschung 2. Band 16, Lfg. 8 (1939).
[24] Kollmann, K., Stegermann, D., Sickermann, W., Messung der Drehbewegungen von Kolbenringen im Motorbetrieb und deren Einfluß auf die Abdichtungen. MTZ 24 (1963), S. 73–81.
[25] Bäumler, H., Messungen und Einflußgrößen zum Ölverbrauch in Verbrennungsmotoren, Fachschrift K 2 der Goetzewerke AG (1967).
[26] Oesterlee, R., Automatische Ölverbrauchsmeßeinrichtung für Verbrennungsmotoren, Fachschrift K 7 der Goetzewerke AG (1971).
[27] Furuhama, S., A Study of the Oil Loss through the Piston. Bulletin of Isme, Vol. 6, No. 22 (1963).
[28] Dück, G., Ölringkonstruktionen und ihre Wirkung. Fachschrift K 3 der Goetzewerke AG (1967).
[29] Wiemann, L., Nagel, E., Schlauchfederringe mit verlängerter Lebensdauer. Fachschrift K 5 der Goetzewerke AG (1967).
[30] Charlesworth, W. H., Brown, W. L., Wear of Chromium Piston Rings in Modern automotive Engines. SAE-Paper 670 042 (1967).
[31] Perrow, A., Future for Moly Rings. Motor 3 (1965).
[32] Hyde, G. F., Cromwell, I. E., Arnold, W. C., Piston Ring Coating for High Performance Diesel Engines. SAE-Paper 670 935 (1967).
[33] Prasse, H. F., Mc Cormick, H. E., Anderson, R. D., Heavy Duty Piston Rings – 1968. SAE-Paper 680 238 (1968).

1.93 Zylinderkopfdichtung

Günter Stahl

1 Metall-Weichstoffdichtungen
11 Brennraumeinfassungen
12 Metallische Abdichtelemente
13 Beschichtungen und Sondermaßnahmen
2 Metallische Zylinderkopfdichtungen
21 Ausführungsformen
3 Zur Mechanik der Dichtverbindung
31 Kräfte und Verformungen

1 Metall-Weichstoffdichtungen

Die Zylinderkopfdichtungen heutiger Fahrzeugmotoren können sich in Aufbau und Werkstoff sehr wesentlich voneinander unterscheiden, auch wenn sie für den gleichen Anwendungsfall vorgesehen sind. Unabhängig davon, ob hauptsächlich Weichstoffe, Metalle oder einzelne Dichtelemente für den Aufbau der Flachdichtung verwendet werden, erfährt diese beim Einbau und im Betrieb sowohl einen plastischen wie auch einen elastischen Verformungsanteil. Der plastische Verformungsanteil dient in erster Linie der Mikro- sowie Makroanpassung an die Rauhigkeiten und Unebenheiten der Dichtflächen, während der elastische Verformungsanteil bei dynamischer Beanspruchung durch pulsierende Gaskräfte die Dichtwirkung aufrecht erhält.

Trotz der heute existierenden Vielfalt an Ausführungsformen wird bei Fahrzeugmotoren nach wie vor die Weichstoffdichtung mit metallischem Träger am häufigsten eingesetzt. Zu dieser Gruppe der „Metall-Weichstoffdichtungen" gehören im wesentlichen drei grundlegende Ausführungsformen:

1. die Metall-Asbest-Dichtung, bestehend aus Asbestpappe mit beidseitigen dünnen Metallblechauflagen. Diese historische Bauart wird bei europäischen Fahrzeugmotoren nur noch sehr selten angewendet, da ihre metallischen Oberflächen zur Gewährleistung der Mikroabdichtung zumeist eine Sonderbehandlung erfordern.
2. die Asbest-Stahl-Dichtung, bestehend aus gelochtem oder genadeltem Trägerblech mit beidseitiger imprägnierter Asbestpappenauflage bzw. beiderseits aufgebrachter Weichstoffschicht, die sich durch vorteilhafte Anpassung an die Dichtfläche auszeichnet.
3. die Asbest-Metallgewebe-Dichtung, die aus einem Metallgewebeträger mit beidseitig porenfüllend aufgebrachter Deckschicht besteht. Für höchste Beanspruchung wird ein Stahlgewebe verwendet, dessen Schußdraht mit Asbest umsponnen ist.

Die beiden letztgenannten „Metall-Weichstoffdichtungen" sind in den letzten Jahren durch zahlreiche Maßnahmen wie z. B. die Ver-

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

wendung neuer synthetischer Bindemittel oder unter Druck und Temperatur aushärtender Imprägnierungen usw. qualitativ weitgehend verbessert worden. In Verbindung mit geeigneten konstruktiven Maßnahmen an den Brenngas-, Öl- und Wasserdurchgängen werden sie bei allen in Großserie gebauten europäischen Fahrzeugmotoren nahezu ausschließlich angewendet.

11 Brennraumeinfassungen

Die verschiedenen Dichtaufgaben, die die Zylinderkopfdichtung des wassergekühlten Fahrzeugmotors zu erfüllen hat erfordern eine entsprechende Aufteilung des Anpreßdruckes über die Dichtflächen.

Besonders im Bereich der Brenngasabdichtung ist die spezifische Pressung durch Zusatzmaßnahmen zu erhöhen. Hierzu werden zumeist metallische Einfassungen, z. B. aus verzinktem oder aluminiumplattiertem Stahlblech verschiedener Form und Dickenabstimmung verwendet.

Bild 1 zeigt als Beispiel folgende Ausführungsformen:

a) die einfache Einfassung, die ganz allgemein der Steigerung der Dichtpressung am Brennraumdurchgang dient, dargestellt in Verbindung mit einer Asbest-Stahl-Dichtung.

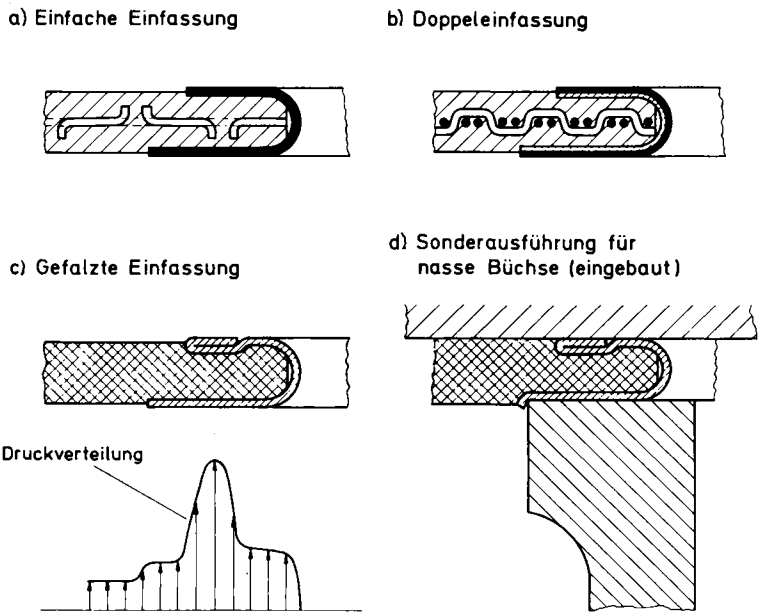


Bild 1. Brennraumeinfassungen

b) die Doppeleinfassung, insbesondere bei hoher dynamischer Beanspruchung zur Vermeidung von „Bördelbrüchen" eingesetzt, dargestellt in Verbindung mit einer Asbest-Metallgewebe-Dichtung.
c) die gefalzte Einfassung (Falzbördel), bei der unter der Falzstelle eine örtlich erhöhte Pressung (siehe Druckverteilung), sowie eine „Flaschenhalswirkung" zur Verhinderung des Ausweichens des Weichstoffes erzielt wird [9].
d) Sondereinfassung für freistehende nasse Zylinderlaufbuchsen, die durch Übergreifen am äußeren Buchsenrand zur Einschränkung der Querbewegungen in der Dichtungsebene beiträgt (dargestellt als Falzbördel).

12 Metallische Abdichtelemente

Mit der Steigerung der Literleistung und der Senkung des Leistungsgewichtes bei Ottomotoren und insbesondere der Steigerung des Verdichtungsverhältnisses bei Dieselmotoren ist normalerweise eine thermische und dynamische Belastungserhöhung der Zylinderkopfdichtung verbunden. In erster Linie wird hiervon die Brenngasabdichtung betroffen. In zunehmendem Maße werden darum metallische Abdichtelemente als Vorlagelemente für Weichstoffdichtungen verwendet, die in einer flächenmäßig eng begrenzten Zone am Brennraum eine erhebliche Steigerung der spezifischen Dichtpressung bewirken sollen.

Einige bekanntgewordene Ausführungsformen sind in Bild 2 in unverformten Zustand dargestellt:

a) der Vorlagering mit Dichtkanten [7], die beim Einbau vorstehen und durch Abflachung oder Eindrücken an den Dichtflächen eine sehr hohe spezifische Pressung erzeugen. Beim Abheben der Dichtflächen von den Kanten infolge dynamischer Beanspruchung wirken die Kanten mit anschließendem Hohlraum als Labyrinth und reduzieren den vom nachgeschalteten Bördel abzudichtenden Gasdruck.
b) Der in die Einfassung eingelegte U-Ring [3] bildet vor der nachgeschalteten Weichstoffdichtung eine thermisch widerstandsfähige Zone mit mäßig erhöhter Dichtpressung und gesteigerter Rückfederung.
c) Der in die Einfassung eingelegte Federring (Spiralfeder) [3] stellt eine extrem elastische Abdichtung dar, die sich auch an relativ große Hubbewegungen des Zylinderkopfes anpaßt. Die Dauerbruchfestigkeit der eingelegten Spiralfeder begrenzt bei hoher dynamischer Beanspruchung die Anwendbarkeit dieses Vorlageelementes.

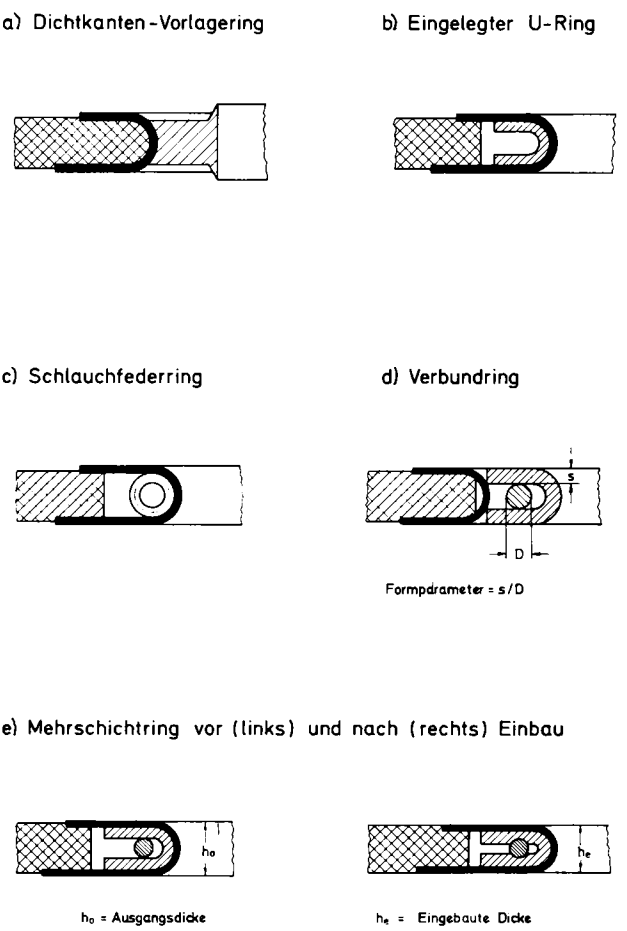


Bild 2. Metallische Vorlageelemente

d) der metallische Verbundring [10], bestehend aus einem federharten Stahldraht, der in eine weichere U-förmige Stahlblecheinfassung eingelegt ist. Die Mikro- und Makroanpassung an die Dichtflächen erfolgt beim Einbau durch plastische Verformung der relativ dicken weichen Einfassung. Die Restelastizität der weichen Einfassung und die Elastizität des harten Kerndrahtes ergeben eine begrenzte, in den meisten Fällen jedoch ausreichende Rückfederung bei dynamischer Beanspruchung.

e) Der „Mehrschichtring", eine Weiterentwicklung des „Verbundringes", bei dem unter Beibehaltung des gleichen Abdichtprinzips

die U-förmige Einfassung zur Verbesserung der Anpassung und Steigerung der Rückfederung aus mehreren Blechschichten aufgebaut ist. Bild 2e zeigt eine Form, bei der die gegen Querbewegungen im Dichtspalt besonders widerstandsfähige äußere Schicht aus Edelstahl gleichzeitig zur Befestigung des Vorlageelementes im Weichstoff dient.

Die spezifische Pressung sowie die Kraftaufnahme von Verbundring und Mehrschichtring (Bild 2d und 2e) können aus den Verformungskennlinien (s. [10]) abhängig von Formparameter s/D und Dickenänderung h_e/h_o bestimmt werden.

13 Beschichtungen und Sondermaßnahmen

Die ungleichmäßige Verformung und Pressungsverteilung auf den Dichtflächen von Zylinderkopf und Block (s. [1], S. 270, Bild 2 u. 3), die im Betrieb durch thermische und dynamische Beanspruchung beeinflußt werden, können dazu führen, daß in einzelnen Bereichen die Dichtpressung unter den zulässigen Mindestwert abfällt. Um auch an diesen Stellen eine ausreichende Abdichtung zu gewährleisten, können auf den Dichtungsoberflächen Beschichtungen verschiedener Eigenschaften angebracht werden. Die Wirkung dieser Beschichtungen kann darauf beruhen, daß sie einerseits die Dichtungsdicke örtlich vergrößern, andererseits durch ihre spezifischen Eigenschaften, wozu auch eine gewisse Haftwirkung gehören kann, die Mikroabdichtung verbessern. Als Beschichtungen werden beispielsweise verwendet:

a) Flüssig aufgetragene, lufttrocknende Kautschuk-Kunststoffgemische, die bis etwa 120° C temperaturbeständig sind und insbesondere die Abdichtgüte an Öl- und Wasserdurchgängen verbessern.
b) Elastomere, die bis etwa 280° C wärmebeständig bleiben und in erster Linie eine vollkommene Gasabdichtung am Brennraumdurchgang gewährleisten. Sie können sowohl auf die Einfassung wie auf den dahinterliegenden Weichstoff aufgebracht werden.
c) Hochtemperaturbeständige elastomere Kompositionen, vorzugsweise auf Silikonbasis, die z. B. an dynamisch hoch beanspruchten Stellen der Dichtung oder an angeflanschten Bauteilen zur Überbrückung der Toleranzen angebracht werden. Dabei können partielle Beschichtungen geringer Schichtdicke oder auch schmale Dichtwulste größerer Dicke Anwendung finden.

Neben den genannten Beschichtungen zur Steigerung der Dichtwirkung werden auch andere Sondermaßnahmen angewendet, die die Abdichtung nur indirekt oder gar nicht beeinflussen.

Hierzu gehört z. B. die rauhe Beschichtung, die an konstruktiv bedingt schwach gepreßten Stellen der Dichtung zur Verhinderung des Herausschiebens des Weichstoffmaterials infolge Innendruck

oder Bewegungen in der Dichtungsebene eingesetzt wird. Durch rauhe Beschichtung wird z. B. bei Weichstoffmaterialien mit einem Reibwert von 0,08−0,12 eine Steigerung auf Werte von 0,16−0,18 erreicht.

Es ist bekannt, daß Verformungen und Verzüge von Motorenteilen den Verschleiß, den Ölverbrauch und z. B. selbst die Abgasemission nachteilig beeinflussen können. Durch besondere Abstützmaßnahmen an der Zylinderkopfdichtung ist es möglich, diese funktionsstörenden Verzüge von z. B. Zylinderkopf, Zylinderblock, Laufbuchsen, Ventilsitzen, Lagerung obenliegender Nockenwelle, Kurbelwelle usw. erheblich zu verringern oder ganz zu beheben.

2 Metallische Zylinderkopfdichtungen

Sehr unterschiedliche Gesichtspunkte haben zu zahlreichen Versuchen geführt, Zylinderkopfdichtungen mit metallischer Dichtungsplatte zu gestalten. So wollte man einerseits das bei Weichstoffdichtungen gelegentlich auftretende „Setzen" ausschalten oder auch die Dauerstandfestigkeit der Dichtung bei dynamischer Beanspruchung erhöhen, wobei jedoch oft außeracht gelassen wurde, welche günstigen Werte mit modernen Weichstoffdichtungen heute erreichbar sind.

Als weiterer Vorteil läßt sich bei einer auf metallischer Grundplatte aus einzelnen Dichtelementen aufgebauten Dichtung die Möglichkeit anführen, eventuelle Gas-, Wasser-, oder Ölleckagen getrennt abzuführen. Insbesondere können sich geringfügig austretende Gasmengen entspannen, ohne irgendwelche Schädigungen der Dichtflächen hervorzurufen. Durch die Anbringung unverformbarer Stützflächen in Form von Blecheinfassungen, Blechauflagen oder Dickenabstufungen der Grundplatte zwischen den Durchgängen ist bei dieser Dichtungsart die Trennung von Abdicht- und Stützfunktion möglich. Zudem ist eine engste Tolerierung der Einbaudicke möglich, wie sie z. B. bei Dieselmotoren mit extrem hohem Verdichtungsverhältnis verlangt wird. Die Ganzmetalldichtung bietet also zur Lösung verschiedener Probleme durchaus große Vorteile. Trotzdem sollte nicht vergessen werden, daß die Weichstoffdichtung mit metallischem Träger in den meisten Fällen noch heute alle Abdichtfunktionen auf einfachere Weise erfüllt.

21 Ausführungsformen

Zylinderkopfdichtungen mit metallischer Dichtungsplatte werden in den meisten Fällen aus Stahl, seltener aus Aluminium oder Kupfer hergestellt. Neben der einfachen ebenen Metalldichtplatte ist eine Viel-

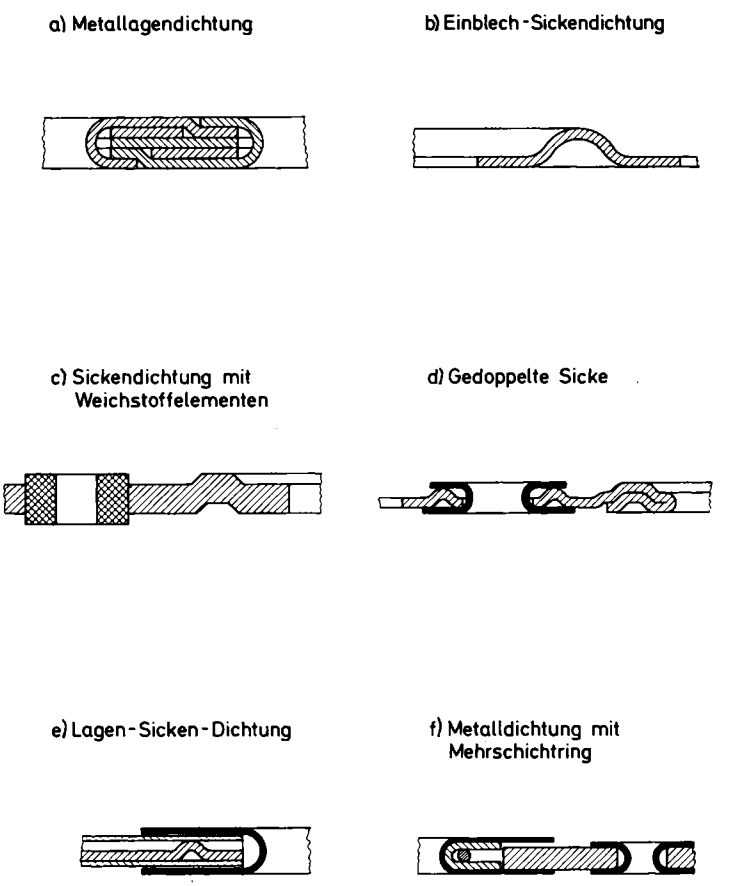


Bild 3. Metalldichtungen

falt von Ausführungsformen bekanntgeworden, von denen einige in Bild 3 im unverformten Zustand dargestellt sind:

a) Die Metallagendichtung mit Einfassungen und Umlagen, hergestellt z. B. aus aluminiumplattiertem oder verzinktem Stahlblech, stellt die älteste Form dar. Zur Steigerung der Mikroabdichtung werden die Oberflächen häufig mit Kunststoffen oder Elastomeren beschichtet. Eine Steigerung der Dichtpressung am Brennraumdurchgang durch die Einlage einzelner dickerer Blechschichten ist möglich. Ein geringfügiges Rückfederungsvermögen entsteht bei dieser Dichtung durch kleine, örtlich unterschiedliche Unebenheiten in den einzelnen Blechlagen.

b) Die Einblech-Sickendichtung, bestehend aus einem relativ dünnen, meistens mit Dichtmitteln beschichteten und an allen Durchgängen gesicktem Blech, wird vor allem in den USA für Ottomotoren eingesetzt. Die beim Einbau flachgedrückte Sicke behält eine begrenzte elastische Rückfederung zur Anpassung an dynamische Dichtspaltänderungen.
c) Vor allem für Dieselmotoren wird die Sickendichtung aus stärkerem Blech mit eingesetzten Weichstoff- oder Elastomerelementen an den Flüssigkeitsdurchgängen angewendet (Bild 3c).
d) Die Einlagendichtung mit gedoppelter Sicke am Brennraum und Metalleinfassungen an den Sicken für die Flüssigkeitsdurchgänge erlaubt im Gegensatz zu den vollflächig gepreßten Dichtungen die Entspannung eventuell übertretender Gasmengen.
e) Die kombinierte Metallagendichtung mit Sickenblech und Edelstahl- bzw. Nichteisen-Metalleinfassungen an den Durchgängen ist eine Sonderausführung für Dieselmotoren. Bei dieser Ausführung soll die Abdichtung durch die kombinierte Wirkung von Blechlagen und Sicken gewährleistet werden. Da nur schmale Ränder der Einfassungen gepreßt werden, wird auch bei niedrigen Einbaukräften eine hohe Dichtpressung erreicht.
f) Auch der in Bild 2e für Weichstoffdichtungen angegebene Mehrschichtring kann zur Gestaltung von Zylinderkopfdichtungen mit metallischer Grundplatte zur Brennraumabdichtung Verwendung finden. Für die Öl- und Wasserabdichtung können dabei Weichstoffelemente, Weichmetalleinfassungen oder elastomere Aufträge an der Grundplatte vorgesehen werden (Bild 3f).
Zusätzliche Stahlblecheinfassungen an den Schraubenlöchern, Auflagen oder Dickenabstufungen der Grundplatte erlauben auch bei dieser Ausführungsform die Trennung von Stützfunktion und Abdichtfunktion. Da die Dichtung nicht ganzflächig trägt, können geringfügige, für den Motorbetrieb und die Umgebung unschädliche Gasmengen im Bereich der nichttragenden Flächen der Grundplatte frei austreten.

3 Zur Mechanik der Dichtverbindung

Die mechanischen Eigenschaften der heutigen Zylinderkopfdichtungen, auch wenn sie für die gleichen Anwendungsfälle vorgesehen sind, hängen sehr wesentlich davon ab, ob Weichstoffe, Metalle oder einzelne Abdichtelemente zu ihrem Aufbau Verwendung finden. Nach dynamischer Dauerbeanspruchung der Dichtung entscheidet der verbleibende elastische Verformungsanteil über das Verhalten. Beim Einbau muß ein gewisser plastischer Verformungsanteil vorliegen, damit infolge der Mikro- und Makroanpassung an die Dichtflächen

überhaupt eine Abdichtwirkung erzielt werden kann. Das elastische Zusammenwirken der einzelnen Komponenten der Verbindung Zylinderkopf – Zylinderblock kann einer stark vereinfachten Berechnung zugänglich gemacht werden, die nicht allgemein bekannte Beziehungen über die wirksame Dichtkraft liefert, wenn die plastische Verformung der Dichtung, z. B. durch vorhergehende Dauerbeanspruchung, als abgeschlossen betrachtet wird. Soll insbesondere der Einfluß der Federwerte von Zylinderkopfschraube und Zylinderkopfdichtung auf die wirksame Dichtkraft bei statischer oder dynamischer Innendruckbelastung hergeleitet werden, so werden wertvolle übersichtliche Beziehungen unter folgenden Vereinfachungen erhalten:

a) Die Dichtkraft verteilt sich gleichmäßig auf die Dichtflächen.
b) „Gedehntes Teil" der Verbindung ist nur die Zylinderkopfschraube, deren Dehnung proportional der Schraubenkraft zunimmt.
c) „Gedrücktes Teil" der Verbindung ist nur die Zylinderkopfdichtung, die infolge vorhergehender Dauerbelastung keine weitere plastische Verformung aufweist und zudem eine sich linear mit der Dichtkraft ändernde Zusammendrückung erfährt.
d) Alle weiteren „gedrückten Teile" der Dichtverbindung, wie Zylinderkopf, Zylinderblock usw. sind starr, unterliegen also keiner elastischen Verformung.

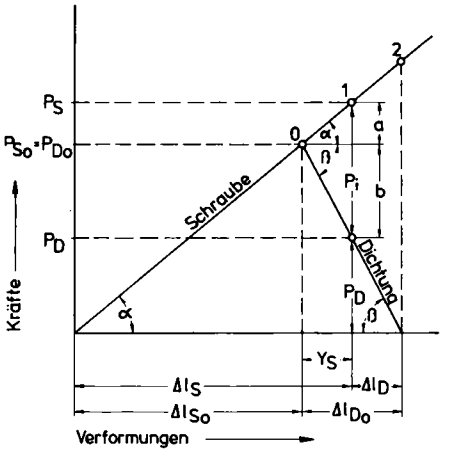
Unter diesen Voraussetzungen sollen die Beziehungen zwischen Kräften und Verformungen im sogenannten „Verspannungsdreieck" und in einem neuen „Schraubendehnung-Innendruckkraft-Diagramm" dargestellt werden (Bild 4).

Grundsätzlich ist auch die Einbeziehung weiterer Komponenten der Dichtverbindung möglich, wie an anderer Stelle [12] gezeigt wird.

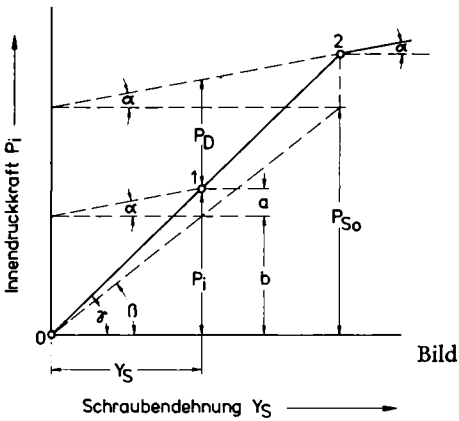
31 Kräfte und Verformungen

Zur Darstellung und Erläuterung des Zusammenwirkens der einzelnen Komponenten der Verbindung Zylinderkopf – Zylinderblock ist das seit langem bekannte sogenannte „Verspannungsdreieck" nach wie vor besonders gut geeignet.

Wenn wie vorausgesetzt nur die Komponenten „Zylinderkopfschraube" (representativ für „gedehnte Teile") und „Zylinderkopfdichtung" (representativ für „gedrückte Teile") elastisch verformt werden, läßt sich ein stark vereinfachtes „Verspannungsdreieck" (Bild 4, links) aufstellen. Beim Einbau der Zylinderkopfdichtung wird die Schraube durch die Schraubkraft P_{S_0} um den Betrag Δl_{S_0} gedehnt. Die gleiche Kraft $P_{S_0} = P_{D_0}$ drückt die Dichtung elastisch um den Betrag Δl_{D_0} zusammen. Wird nun eine Gaskraft entsprechend dem



Verspannungsdreieck



Schraubendehnung - Innendruckkraft - Diagramm

Bild 4. Kräfte und Verformungen

Innendruck P_i aufgebracht, so wird die Schraube zusätzlich um den Anteil a von P_i belastet und dehnt sich um den Betrag y_s längs ihrer elastischen Linie weiter. Die Dichtung wird dabei um den Anteil b von P_i entlastet und dehnt sich um den gleichen Betrag längs ihrer elastischen „Rückfederungskennlinie" wieder aus. Wenn wie vorausgesetzt nur die Komponenten „Zylinderkopfschraube" und „Zylinder-

kopfdichtung" elastisch verformt werden, stellt die Schraubendehnung y_S bei Wirkung der Innendruckkraft (Gaskraft) P_I gleichzeitig die „Dichtspaltänderung" dar. Maßgebend für die Abdichtgüte der Verbindung ist dann die verbleibende Dichtkraft P_D, die aus dem Verspannungsdreieck auf einfache Weise hervorgeht. Wie Bild 4 (links) zeigt, treten bei Wirkung der Innendruckkraft P_I folgende Belastungsänderungen auf:

Zusatzlast für die Schraube $a = y_S \tan \alpha$

Entlastung der Dichtung $b = y_S \tan \beta$

Trotz dieser recht anschaulichen Darstellung der Kräfte und Verformungen im „Verspannungsdreieck" ist dieses mit dem Nachteil behaftet, daß zur Aufzeichnung die Federwerte

für die Schraube $c_S = \tan \alpha$ und der

Dichtung $c_D = \tan \beta$ bekannt sein müssen.

Diese Nachteile weist ein an anderer Stelle [12] ausführlich beschriebenes neues Verformungsdiagramm, das sog. „Schraubendehnung-Innendruckkraft-Diagramm" nicht mehr auf (Bild 4, rechts). Vielmehr können mit Hilfe dieses y_S, P_I-Diagrammes in einer statischen Messung an der Verbindung Zylinderkopf – Zylinderblock alle Kräfte, Verformungen und Federwerte der Komponenten bestimmt werden, wenn nur die Innendruckkraft P_I und die Schraubendehnung y_S gemessen wird.

Aus den vorhergehenden Beziehungen ergibt sich mit Bild 4 für die Innendruckkraft

$$P_I = a + b = y_S (\tan \alpha + \tan \beta) = y_S \tan \gamma$$

was besagt, daß in einem Schraubendehnung-Innendruckkraft-Diagramm (y_S, P_I-Diagramm) unter den hier gemachten Voraussetzungen eine Gerade unter dem Winkel γ entsteht, deren Neigung $\tan \gamma$ die Summe der Federwerte von „Zylinderkopfschraube" und „Zylinderkopfdichtung" darstellt (Bild 4, rechts). Mit zunehmender Innendruckkraft (Gaskraft) P_I werden Schraube und Dichtung entsprechend der Neigung $\tan \gamma = c_S + c_D$ gedehnt bzw. entspannt, bis im Punkt 2 die Rückfederung der Dichtung verbraucht und die Dichtkraft $P_D = 0$ wird.

Wird die Innendruckkraft P_I weiter gesteigert, so wird nur noch die Schraube entlang ihrer Kennlinie unter der Neigung $\tan \alpha = c_S$ weiter gedehnt, wobei (theoretisch) die Dichtflächen von der Dichtung abheben. Diese Zusammenhänge besagen aber, daß allein bei der experimentellen Ermittlung von P_I und y_S an einer Dichtverbindung und deren Darstellung im y_S, P_I-Diagramm nach Bild 4 (rechts) die

verbleibende Dichtkraft P_D sowie die Federwerte von „Schraube" c_S und „Dichtung" c_D bekannt sind. Wird die unter tan α geneigte Kennlinie der Schraube über den Punkt 2 zurück bis zum Schnitt mit der Ordinate verlängert, so ergibt sich ohne zusätzliche Messung auch die beim Fügen der Dichtverbindung aufgebrachte Einbauschraubenkraft P_{S_0}. Aus dieser Betrachtung sind sofort die Verzüge des P_i, y_S-Diagrammes gegenüber dem bekannten Verspannungsdreieck zu erkennen.

Wie an anderer Stelle [12] gezeigt, können in dem P_i, y_S-Diagramm auch die Dichtspaltschwingungen in einer dynamisch periodisch beanspruchten Dichtverbindung dargestellt, und bei Annahme entsprechender Vereinfachungen, berechnet werden. Die Dichtverbindung Zylinderkopf – Zylinderblock stellt ein schwingungsfähiges Gebilde mit Massen, Federn und dämpfenden Komponenten (insbesondere der Zylinderkopfdichtung) dar. Es stellt sich eine erzwungene Schwingung ein, die durch die zeitlich veränderliche Innendruckkraft (Gaskraft) P_i (t) angeregt wird. Da weitgehende Vereinfachungen zur Berechnung der Schwingungsamplitude des Dichtspaltes angenommen werden müssen, ist natürlich auch nur eine begrenzte Genauigkeit der Ergebnisse zu erwarten.

Trotzdem sind solche Betrachtungen sehr wertvoll, da sie die Auswahl solcher Zylinderkopfdichtungen gestatten, die auf Grund ihrer Feder- und Dämpfungswerte in Verbindung mit den Eigenwerten der Konstruktion optimale Verhältnisse, d. h. kleinstmögliche Dichtspaltschwingungen ergeben.

Literatur:

[1] Teucher, S., Zylinderkopfdichtungen. Bussien, Automobiltechnisches Handbuch, 18. Aufl., Bd. 1, S. 265–276. Berlin 1965.
[2] –: Die Berechnung, statische Prüfung und dynamische Erprobung von Zylinderkopfdichtungen. Automobil-Industrie Nr. 5 (1965), 163–170 u. Nr. 1 (1966), S. 87–100.
[3] –: Neue Abdichtungssysteme für Hochleistungsmotoren, insbesondere zur Zylinderkopfabdichtung. MTZ 28 (1967), S. 120–123.
[4] –: Wandlungen in der Zylinderkopfabdichtung von Verbrennungsmotoren. Der Kraftfahrzeug-Betrieb/Auto-Markt 19 (1967), S. 1218–1231.
[5] von Bennigsen, G., Einfluß der Konstruktionen neuzeitlicher Fahrzeugmotoren auf die Abdichtung. Automobil-Industrie 3 (1967).
[6] –: Abdichtung von Flächen an Verbrennungsmotoren mit örtlich verschiedenen Anpreßdrücken. MTZ 29 (1968) S. 101–103.
[7] Stadelmann, W., Die Zylinderkopfdichtung des wassergekühlten Fahrzeugmotors, Stuttgart 1968.
[8] Stecher, F., Schwingungen am Dichtspalt von Verbrennungsmotoren. ATZ 70 (1968), S. 209–213.

[9] Stahl, G., Ruhende Abdichtungen an Fahrzeugmotoren. MTZ 31, (1970), S. 58–60.
[10] –: Neues elastisch-plastisches Maschinenelement für ruhende Abdichtung. Konstruktion 22 (1970), S. 145–148.
[11] Stadelmann, W., Zylinderkopfabdichtung wassergekühlter Hubkolbenmotoren. ATZ 73, 8, (1971) S. 281–285.
[12] Stahl, G., Grundlegende Eigenschaften von Verbindungen mit Flachdichtungen unter statischer und dynamischer Belastung. Konstruktion 25 (1973), S. 18–25.

1.94 Einrichtungen zum Spülen und Laden

Anton Pfleghaar

1 Vorbemerkung
2 Fahrzeugmotor mit Turboaufladung
21 Maßnahmen zur Änderung der Aufladecharakteristik bei Turboaufladung
22 Nutzung gasdynamischer Effekte auf der Saugseite
23 Gasdynamische Möglichkeiten auf der Abgasseite
231 Kennzahlen für die Entleerung des Zylinders
231.1 Kennzahlen für die Entleerungsgeschwindigkeit des Zylinders
231.2 Kennzahl der ideellen Ventilgeschwindigkeit
231.3 Kennzahl für den Zeitquerschnitt
232 Kennzahlen für die Beurteilung der Abgasleitung
232.1 Kennzahl für die Leitungslänge zwischen Zylinderaustritt und Turbine
232.2 Kennzahl für den Querschnitt der Abgasleitung
233 Kennzahlen für die Beurteilung der Reflexionen im Abgassystem
233.1 Kennzahl für den Durchströmungsquerschnitt der Turbine
233.2 Kennzahl für die Intensität der Reflexionen
24 Abgasturbolader mit Ladeluftkühlung
25 Einfluß der Umgebungsbedingungen auf den Betrieb mit Abgasturboaufladung
3 Aufladung durch gasdynamische Druckwellenmaschine
4 Ausgeführte Kontruktionen von aufgeladenen Fahrzeugmotoren

1 Vorbemerkung

In ATH Bd. 1 Abschn. 2.34 sind die bis 1964 bekannten und praktisch genutzten Einrichtungen zur Leistungssteigerung von Verbrennungskraftmaschinen durch Aufladung behandelt worden.

Inzwischen wurden große Fortschritte bei der Entwicklung von Abgasturboladern erzielt, womit die mechanischen Aufladeeinrichtungen mehr und mehr verdrängt werden. Die relativ hohen Wirkungsgrade der Turbolader erlauben es auch, Motoren mit kleinem Hubvolumen, etwa ab 3 Ltr., heute erfolgreich aufzuladen. Ganz entscheidend wurde der jetzige Stand der Aufladetechnik durch umfangreiche Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der instationären Gasdynamik gefördert, wozu auch die Nutzung der vielfältigen Möglichkeiten der Datenverarbeitung zu zählen ist. Trotzdem stellt gerade die Aufladung des Fahrzeugmotors Probleme, die im wesentlichen durch die verschiedenen Arbeitscharakteristiken der in Serie zusammenarbeitenden Kolben- und Kreiselmaschinen begründet sind.

Die konventionelle Anwendung der Turboaufladung, wie sie sich in Schiffs- und stationären Anlagen so überaus gut bewährte, genügt den Ansprüchen des Fahrzeugmotors nur unvollkommen. Besondere Schwierigkeiten bereitet die Anpassung des Drehmoments bei niedriger Drehzahl des Motors. Es werden dazu verschiedene Wege beschritten, auf die nachstehend eingegangen wird.

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

Neben die Turboaufladung dürfte in Zukunft auch die gasdynamische Druckwellenmaschine als Wettbewerber auftreten. Auch diese Entwicklung wird behandelt.

2 Fahrzeugmotor mit Turboaufladung

Die bei stationären und Schiffsdieselmotoren so überaus erfolgreiche Anwendung der konventionellen Turboaufladung befriedigt bei Fahrzeugmotoren ohne besondere zusätzliche Maßnahmen nicht. Dies wird aus der Zusammenstellung der wesentlichsten Kennwerte des Motors mit Turboaufladung besonders deutlich (Bild 1). Aufgetragen sind über der relativen Motordrehzahl n/n_{max} der Verlauf des Drehmoments – dargestellt durch den effektiven Mitteldruck des Motors p_e – der Luftaufwand Ψ, das Luftverhältnis λ, das Ladedruckverhältnis p_2/p_1 und der Zünddruck p_z.

Der praktische Fahrbetrieb fordert einen möglichst großen Anstieg des Drehmoments – im Bild durch den effektiven Mitteldruck p_e dargestellt – bei fallender Drehzahl. Begrenzt wird dieser Wert durch die Rauchgrenze des Motors, die – abhängig vom gewählten Verbrennungsverfahren – im wesentlichen durch das Luftverhältnis λ (vgl. ATH, Bd. 1, S. 898) bestimmt wird. Während der Luftaufwand Ψ des Motors, entsprechend seiner Charakteristik als Verdrängungsmaschine, annähernd linear über der Motordrehzahl ansteigt, zeigt das für den Luftüberschuß bei der Verbrennung maßgebende Luftverhältnis λ erst bei höherer Drehzahl den gewünschten steileren Anstieg. Die strichliert eingezeichnete Grenze gibt das minimale Verhältnis an, bei dem bei voller Einspritzmenge die geforderte Rauchgrenze gerade noch eingehalten werden kann. Unterhalb dieser Grenze muß durch Rücknahme der Einspritzmenge ein Abfall des effektiven Mitteldruckes hingenommen werden.

Mit steigender Motordrehzahl bestimmt die Durchsatzkennlinie der Turbine des Turboladers (vgl. ATH, Bd. 1, S. 935, Bild 37–39) die Turbinenleistung und damit auch das verfügbare Druckverhältnis des Gebläses. Entsprechend dem Kompressionsverhältnis des Motors folgt daraus ein bestimmter Druck im Zylinder vor Beginn der Verbrennung und damit auch ein bestimmter Höchstdruck nach der Zündung. Hieraus ergibt sich die Leistungsgrenze des Motors, die im Bild ebenfalls strichliert angedeutet ist. Der zulässige höchste Zünddruck $p_{z_{max}}$ begrenzt einerseits die zulässige Nennleistung des Motors, andererseits aber auch das max. Luftverhältnis, das im Bereich des max. Drehmomentes im unteren Drehzahlbereich zur Verfügung steht.

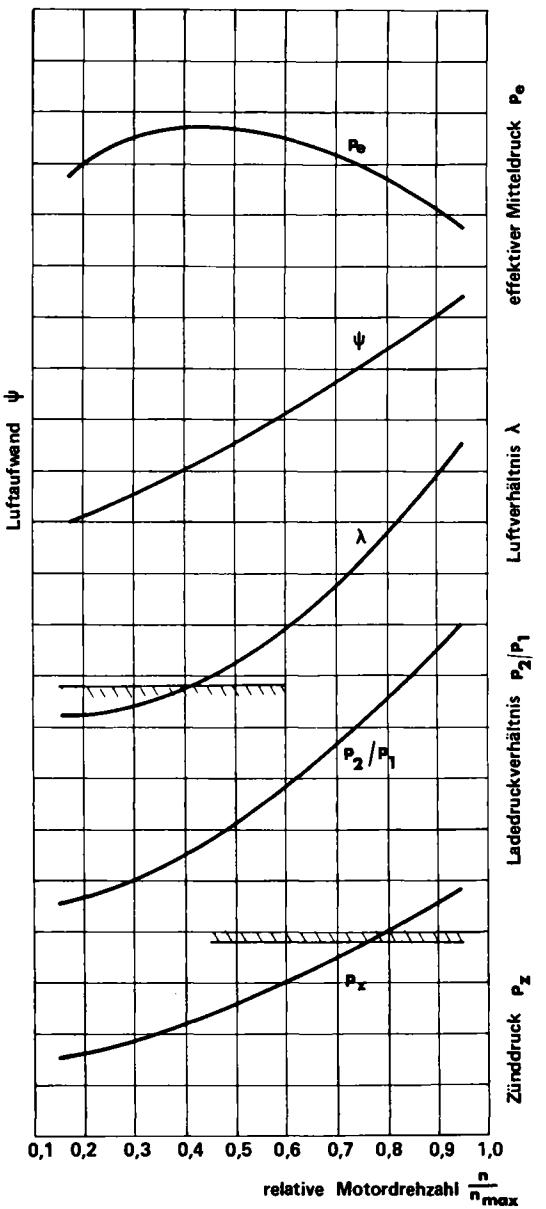


Bild 1. Kenngrößen des Motors mit Turboaufladung

21 Maßnahmen zur Änderung der Aufladecharakteristik bei Turboaufladung

In der Praxis wird eine Anpassung des Aufladebetriebs an den gewünschten Drehmomentverlauf dadurch erreicht, daß durch einen Bypaß in der Abgasleitung zwischen Motor und Turbine Abgas ab-

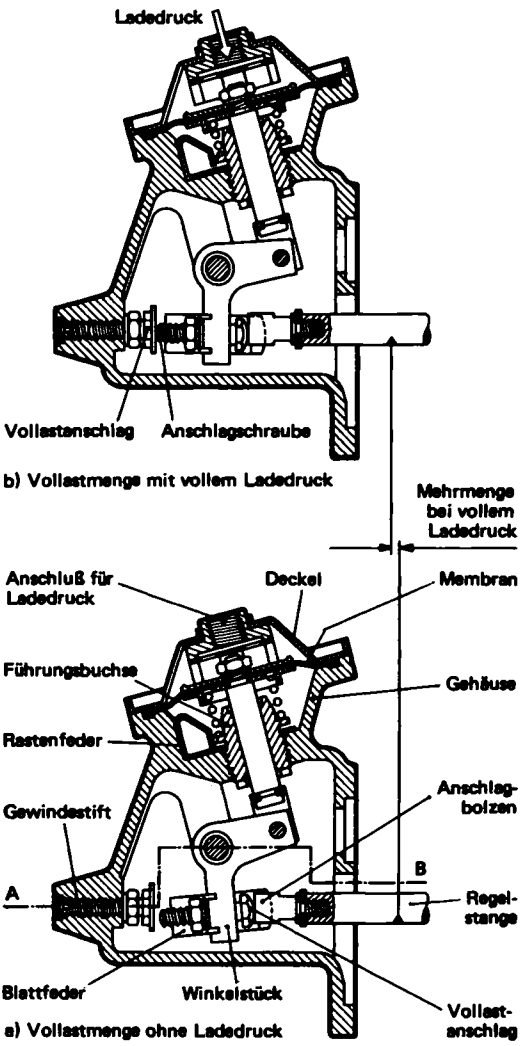


Bild 2. Ladedruckabhängiger Vollastanschlag

geblasen wird und somit der Aufladedruck und damit auch der Zünddruck begrenzt werden kann. Wegen des relativ hohen Aufwandes dieser zusätzlich regelbaren Hilfseinrichtung hat sich dieses Verfahren jedoch noch nicht in breitem Maße durchgesetzt.

Eine weitere, für die Turboaufladung sehr nachteilige Eigenschaft, liegt in der durch die Trägheit des Systems bedingten Verzögerung der Luftladung bei raschen Belastungsänderungen. Dadurch muß der Motor in der Beschleunigungsperiode vorübergehend bei verringertem Luftverhältnis und damit an der Rauchgrenze arbeiten. Hier hat sich der ladedruckabhängige Füllungsanschlag, der serienmäßig zu der Einspritzpumpe geliefert wird, sehr bewährt.

Im Bild 2 wird in einem Beispiel diese Einrichtung gezeigt und erläutert. Zweck dieser Einrichtung ist es, die Regelstange der Einspritzpumpe auf den Wert zu begrenzen, der etwa der Vollastmenge des nichtaufgeladenen Motors entspricht. Dieser Anschlag wird erst freigegeben, wenn der Ladedruck durch den Turbolader eine bestimmte Höhe erreicht hat. Diese vom Ladedruck abhängige Füllungsbegrenzung wirkt sich mindernd auf die Beschleunigung des Motors aus und bestimmt die Lage des max. Drehmomentes. Andererseits verhindert diese Einrichtung die Ausbildung eines starken Rauchstoßes bei scharfer Beschleunigung und schützt außerdem den Motor vor zu hoher Belastung bei niedriger Drehzahl.

22 Nutzung gasdynamischer Effekte auf der Saugseite

Dank der Möglichkeit der Datenverarbeitung sind in den letzten Jahren weitere grundlegende Arbeiten zur rechnerischen Erfassung der instationären Vorgänge beim Ladungswechsel für Verbrennungsmotoren bekannt geworden [1, 2, 3]. Angewendet wurden die Ergebnisse bisher im wesentlichen bei Saugmotoren. Die bei Motoren mit Turboaufladung gegebenen Möglichkeiten, durch Kombination mit abgestimmten Ansaugsystemen, sind durch Versuche nachgewiesen worden [4].

Grundlage des von Cser [4] angegebenen Verfahrens ist es, die pulsierend strömende Luft im Ansaugsystem so abzustimmen, daß Resonanz, also ein max. dynamischer Aufladeeffekt im unteren Drehzahlbereich des Motors auftritt. Mit der konventionellen Aufladung kann in diesem Lastbereich des Motors kein ausreichender Luftüberschuß erzielt werden, wie Bild 1 zeigt. Der bei Resonanz im Saugrohr nutzbare Aufladeeffekt ist nur in der Nähe der durch die gewählte Abstimmung gewünschten Resonanzdrehzahl wirksam. Es handelt sich hier um eine Reihenschaltung zwischen einem abgestimmten Ansaugsystem und einem Turbolader (Bild 3).

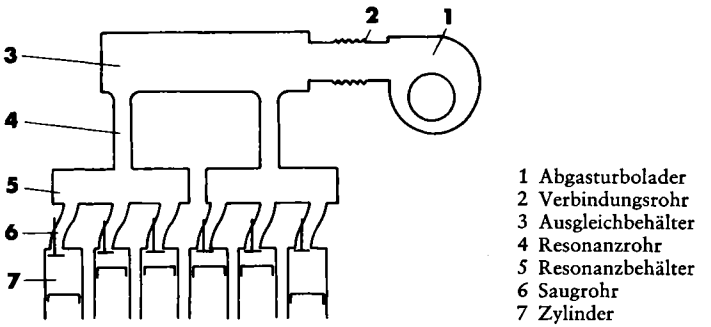


Bild 3. Leitungsschema für kombinierte Aufladung

Die praktischen Möglichkeiten dieses Verfahrens werden in Bild 4 erläutert. Über der relativen Motordrehzahl n/n_{max} sind die Verläufe des Luftaufwandes Ψ, des Luftverhältnisses λ und des Mitteldrucks der Gaswechselarbeit p_{LV} aufgetragen. Die bei konventioneller Turboaufladung gemessenen Werte sind durch die strichlierten Linien angegeben (Bild 1). Die Auswirkungen des Resonanzbetriebes bei reiner Saugrohraufladung sind ebenfalls dargestellt (gepunktete Kurven). Wird das Ansaugsystem mit Turbolader entsprechend Bild 3 auf den Bereich des max. Drehmomentes optimiert, so lassen sich die durch die ausgezogenen Kurven dargestellten Verhältnisse erzielen.

Bei der kombinierten Aufladung und der Resonanzaufladung ergeben sich im vorgesehenen Drehzahlbereich deutlich überhöhte Werte von Ψ und λ. Mit der konventionellen Aufladung ist, wie Bild 1 zeigt, diese örtlich begrenzte Überhöhung des Luftverhältnisses nicht zu erreichen. Die Kombination aus Saugrohraufladung und in Reihe geschaltetem Turbolader schafft damit besonders günstige Voraussetzungen für ein elastisches Motorverhalten bei sehr geringer Abgastrübung. Besonders im instationären Bereich, d. h. bei raschen Lastwechseln des Motors, sind geringe Rauchwerte zu verwirklichen, da trotz des verzögerten Anstiegs des Aufladedrucks, der durch die Trägheit des Abgasturboladers bedingt ist, aus der Resonanzwirkung ein zusätzlicher Ladeeffekt und damit ausreichend Luft zur rauchарmen Verbrennung zur Verfügung steht.

Einer breiteren Anwendung dieses gasdynamischen Effekts bei turboaufgeladenen Motoren dürfte jedoch entgegenstehen, daß die zur gezielten Abstimmung benötigten Leitungsvolumina bei sehr gedrängten Fahrzeugeinbauten nicht immer realisierbar sein werden. Außerdem sind Rückwirkungen durch die angefachten Saugrohrschwingungen auf das Pumpverhalten des Gebläses des Turboladers nicht auszuschließen. Durch die Nutzung der genannten theoretischen Unter-

suchungen sind aber neue Möglichkeiten zur rechnerischen Optimierung zu erwarten [1], die in Zukunft den Erfolg der experimentellen Arbeiten wesentlich steigern dürften.

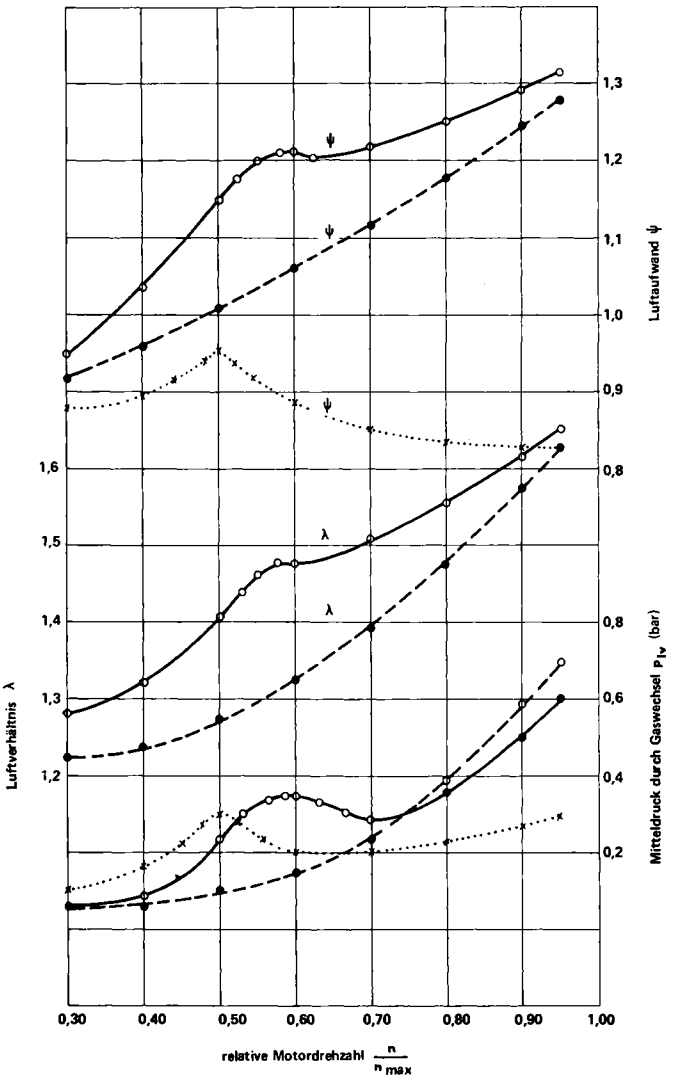


Bild 4. Vergleichsgrößen bei verschiedenen Aufladesystemen

23 Gasdynamische Möglichkeiten auf der Abgasseite

Die nutzbare Leistungssteigerung durch Anwendung der Abgasturboaufladung ist im wesentlichen von zwei Größen abhängig:

a) Verlustarmer Transport der im Zylinder bei Öffnen des Auslaßventils verfügbaren Abgasenergie bis zur Turbine,

b) Wirkungsgrad der Energieumsetzung in der Abgasturbine.

Durch die Anordnung und Ausbildung der Abgasleitung zwischen den Motorzylindern und der Abgasturbine ergeben sich zwei grundsätzliche Möglichkeiten:

Der Stoßbetrieb und der Konstantdruckbetrieb (ATH, Bd. 1, S. 944, Abschn. 3.2).

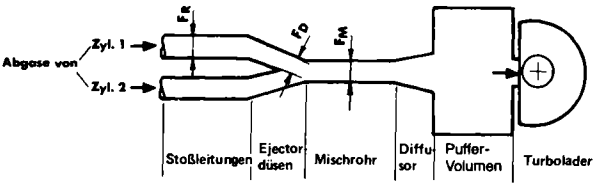
Während beim Stoßbetrieb mit einer entsprechend der Zylinderzahl unterteilten Abgasleitung (ATH, Bd. 1, S. 944, Bild 48) in der Leitung selbst nur mäßige Verluste entstehen, ist die Umsetzung in der Turbine durch die instationäre Beaufschlagung des Turbinengitters mit höheren Verlusten behaftet. Bei Einleitung der Auspuffrohre aller Zylinder in eine gemeinsame Auspuffleitung treten höhere Verluste durch Verwirbelung der Abgase auf. Dafür arbeitet aber die Turbine durch Vollbeaufschlagung mit besserem Wirkungsgrad. Die Zahl der Abgasleitungen bei Ausnutzung des Stoßeffekts ist durch den Zündabstand der Zylinder gegeben. Es dürfen zur Vermeidung des Rückströmens von Abgasen nur solche Zylinder in einer gemeinsamen Leitung zusammengefaßt werden, deren Zündabstand (in Grad Kurbelwinkel) gleich oder größer ist als die Öffnungsdauer des Auslaßventils. Unter Berücksichtigung der praktischen Verhältnisse sollte der Zündabstand bei Stoßaufladung etwa 240 Grad Kurbelwinkel (°KW) auseinander liegen. Das bedeutet beim 6-Zyl.-Motor mit Stoßaufladung zwei Abgasleitungen, während beim 8-Zyl.-Motor vier Leitungen bis zur Abgasturbine benötigt werden.

Für den Fahrzeugmotor mit zeitlich stark wechselnder Belastung bringt besonders im Teillastbereich die Stoßaufladung Vorteile, da die Turbine bei dieser Anordnung rascher den Laständerungen folgt.

Ein neues Aufladeverfahren, der Pulseconverter, gibt die Möglichkeit, die Vorteile des Stoßbetriebs, also unterteilte Abgasleitungen mit der Konstant-Beaufschlagung der Turbine (besserer Wirkungsgrad) zu verbinden. Dieses Verfahren erlaubt es auch, Zylinder mit kleinerem Zündabstand – unter 240° KW – zusammenzufassen, ohne störende Rückwirkungen auf die Abgasturbine [5].

Die Wirkungsweise des Pulseconverters zeigt Bild 5.

Die Abgasleitungen der Zylindergruppen 1 und 2 liegen im Zündabstand weniger als 240° KW auseinander. Sie werden über ein als Ejektor ausgebildetes Leitungsteil zu einem gemeinsamen Mischrohr geführt und dort vereinigt. An das Mischrohr schließt sich ein Diffusor



Aufbau eines Pulse-Converters

F_R Querschnitt der Stoßleitung
F_D Engster Querschnitt der Ejectordüse
F_M Mischrohrquerschnitt

Bild 5. Anordnung des Abgas-Leitungssystems für Pulse-Converter-Betrieb

an, der über ein bestimmtes Puffervolumen zum einflutigen Turbineneintritt führt. Der gewünschte Effekt entsteht dadurch, daß der Auspuffstoß z. B. von der Zylindergruppe 1 in der ejektorartigen Düse in Geschwindigkeit umgesetzt wird. Die Auspuffgase der früher zündenden Zylindergruppe 2 haben zu diesem Zeitpunkt bereits ihre Geschwindigkeit in der Düse stark abgebaut. Durch die Wirkung des Ejektors findet ein Energieaustausch der schneller strömenden Gase der Zylindergruppe 1 mit den Gasen der Zylindergruppe 2 statt. Die dadurch entstehende, weitgehend ausgeglichene Strömung wird in dem nachgeschalteten Diffusor mit gutem Wirkungsgrad wieder in Druck umgesetzt, womit ein Anstieg des Gasdruckes vor dem Turbineneintritt erzielt wird. Die verbleibenden Druckunterschiede werden um so geringer sein je mehr Zylinder in den einzelnen Zylindergruppen zusammengefaßt sind.

Die Grenze der Anwendung des Pulseconverters ist erreicht, wenn nur noch geringe Anteile an Stoßenergie umgesetzt werden können, womit sich schließlich ein Betrieb mit konstantem Druck in den Abgassträngen einstellt, wobei das verfügbare Gefälle durch hohe Wirbelverluste noch weiter abgebaut wird.

Ähnlich wie bei dem Stoßbetrieb gelten auch bei der Anwendung des Pulseconverters Einschränkungen bezüglich des Querschnitts und der Länge der Abgasleitungen, wobei neben der Wellenlaufzeit auch die Zahl der Zündungen (Motordrehzahl) eingeht.

Im Gegensatz zur Stoßaufladung, bei der die Länge der Leitungen sowie die Motordrehzahl nach oben begrenzt sind, bestehen diese Einschränkungen beim Pulseconverter im wesentlichen nur für Teillast. Zur kritischen Beurteilung der verschiedenen Abgassysteme sind von Jenny [6] Kennzahlen entwickelt worden, die eine wertvolle Hilfe bei der Auslegung von Abgassystemen darstellen.

Die Kennzahlen lassen sich 3 Gruppen zuordnen.

231 Kennzahlen für die Entleerung des Zylinders

231.1 Kennzahl für die Entleerungsgeschwindigkeit des Zylinders

$$\Phi_{\ddot{o}} = \frac{\alpha \cdot F_{max} \cdot a_{\ddot{o}}}{V_H \cdot \frac{n}{60}}$$

Optimale Verhältnisse werden erzielt, wenn sich der Zylinder schnell entleert, die Kenngröße $\Phi_{\ddot{o}}$ also einen möglichst hohen Wert ergibt.

231.2 Kennzahl der ideellen Ventilgeschwindigkeit

$$\Phi_{FL} = C_m \cdot \frac{F_K}{F_V}$$

Anzustreben sind hier Werte zwischen 40 und 60 m/sec.

231.3 Kennzahl für den Zeitquerschnitt

$$\Phi_F = \frac{\alpha \cdot F_{ges}}{\alpha \cdot F_{max}}$$

Diese Kennzahl ist ein Maß für die Güte des Auslaßkanals im Zylinderkopf und die Wahl der Steuerzeiten (Fülligkeit des Nockens). Ein möglichst hoher Wert ist anzustreben.

232 Kennzahlen für die Beurteilung der Abgasleitung

232.1 Kennzahl für die Leitungslänge zwischen Zylinderaustritt und Turbine

$$\Phi_L = \frac{12 \cdot n \cdot L}{a_3}$$

Φ_L sollte den Wert von $40-50°$ KW nicht überschreiten, da mit größer werdender Kennzahl die Reflexion das Auslaßventil später erreicht und damit stärker in den Bereich der Ventilüberschneidung fällt.

232.2 Kennzahl für den Querschnitt der Abgasleitung

$$\Phi_R = \frac{F_R}{F_{max}}$$

Der Wert sollte möglichst klein gehalten werden $\Phi_R = 1{,}1-1{,}5$, um eine gute Ausnutzung der Gasimpulse zu erreichen.

233 Kennzahlen für die Beurteilung der Reflexionen im Abgassystem

233.1 Kennzahl für den Durchströmungsquerschnitt der Turbine

$$\Phi_{FT} = \frac{fres_T \cdot a_3}{V_H \cdot \frac{n}{60}}$$

Je kleiner diese Größe um so größer werden die Störungen durch die rücklaufenden Stoßwellen (Bild 6).

233.2 Kennzahl für die Intensität der Reflexionen

$$\Phi = \frac{fres_T}{F_R}$$

Kleinere Werte ergeben höhere Reflexionen im Abgassystem.

Die benützten Formelzeichen haben folgende Bedeutung:

α = Durchflußbeiwert für das Auslaßventil,
F_{max} = max. Ventilquerschnitt,
aö = Schallgeschwindigkeit bei Öffnen des Auslaßventils,
V_H = Zylinderhubvolumen,
C_m = mittlere Kolbengeschwindigkeit,
F_K = Kolbenquerschnittsfläche,
F_V = Querschnittsfläche des Auslaßventils,
L = Leitungslänge zwischen Zylinderkopf und Turbinengitter,
$fres_T$ = resultierender Turbinenquerschnitt, bezogen auf einen Abgasstrang,
a_3 = Schallgeschwindigkeit im Abgasrohr,
F_R = Querschnitt eines Abgasrohres.

Als Beispiel wird im Bild 6 das Ergebnis einer Ladungswechseluntersuchung an einem 8-Zyl.-Fahrzeug-Dieselmotor mit 120 mm Kolben-Durchmesser und 130 mm Hub gezeigt, der einmal mit und einmal ohne Pulseconverter-Abgassystem betrieben wurde. Es ist deutlich ersichtlich, daß die den Ladungswechsel störenden Reflexionen durch Anordnung des Pulseconverters erheblich verringert werden konnten, was sich auch in der Höhe des Verlustmitteldruckes P_{LV} für den Ladungswechsel auswirkte.

P_{LV} bei Stoßaufladung 1,05 kp/cm²,
P_{LV} bei Pulseconverter 0,76 kp/cm².

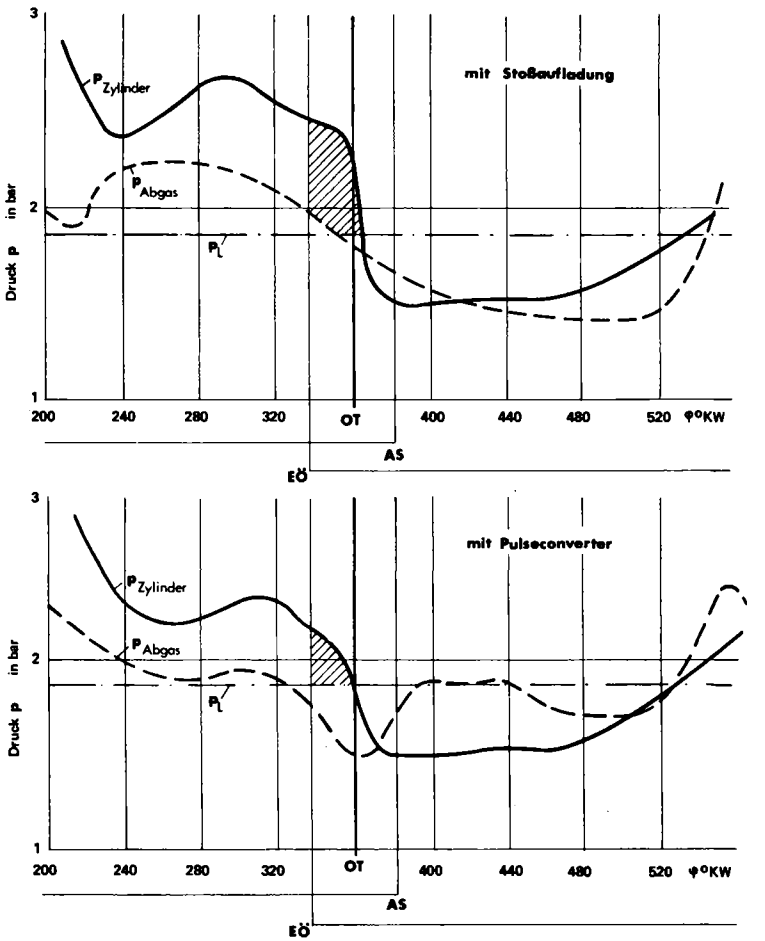


Bild 6. Ladungswechsel bei Stoß-Aufladung und Pulse-Converter-Betrieb

24 Abgasturbolader mit Ladeluftkühlung

Mit der Vorverdichtung der Verbrennungsluft im Gebläse des Turboladers erhöht sich nicht nur der Ladedruck, sondern auch, je nach Wirkungsgrad des Verdichters, die Temperatur der Ladeluft. Die erzielbare Leistungssteigerung des Motors ist aber in erster Näherung dem Luftgewicht, also der Dichtesteigerung, proportional. Diese ist jedoch geringer als die Drucksteigerung. Entsprechend den im ATH, Bd. 1, S. 899 angegebenen Abhängigkeiten ist im Bild 7 die Dichte-

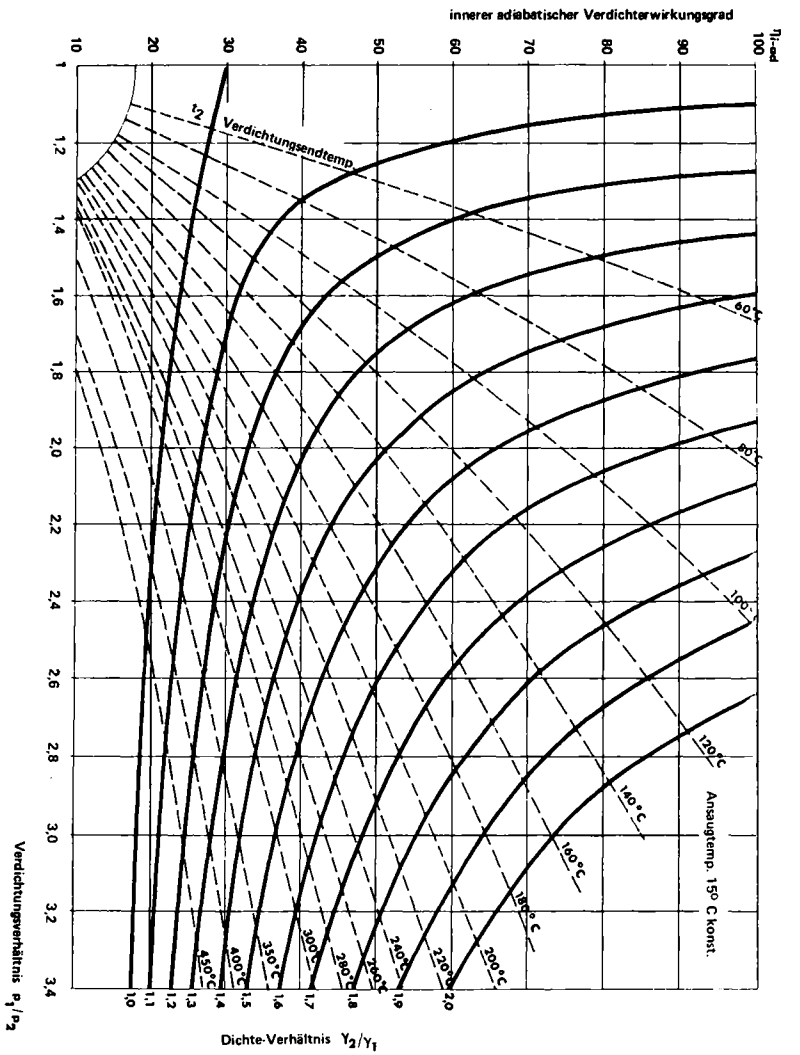


Bild 7. Abhängigkeit der Dichtesteigerung vom Verdichterverhältnis

steigerung, abhängig vom Druckverhältnis und dem inneren Verdichterwirkungsgrad, angegeben. Die Ansaugtemperatur wurde dabei mit 15° C = 288° K konstant gehalten. Das Bild 7 zeigt sehr deutlich, daß mit zunehmendem Druckverhältnis infolge der stark steigenden Verdichtungsendtemperatur t_2 (° C) nur eine mäßige Dichtesteigerung erzielt werden kann. Mit der höheren Temperatur der Ladeluft steigt

auch die Wärmebelastung des Motors beträchtlich an. Hohe Dichtesteigerungen erfordern daher ein Rückkühlen der Ladeluft zwischen Verdichter und Motor. Damit wird folgendes erreicht:

a) Bei gleichem Ladedruck höhere Ladeluftdichte,

b) durch kühlere Ladeluft Absenkung der Auspufftemperatur,

c) niedere Anfangstemperatur des Kreisprozesses und damit Verminderung der thermischen Beanspruchung, z. B. Senkung der Zylinderwandtemperatur,

d) hohe Umgebungstemperatur bei der Luftansaugung des Verdichters kann durch die Ladeluftrückkühlung ganz oder teilweise ausgeglichen werden.

Gegenüber der Aufladung ohne Ladeluftkühler ist somit eine Steigerung des Luftverhältnisses möglich, bei gleichzeitiger Absenkung der Auspufftemperatur und der thermischen Belastung. Nachdem die thermische Beanspruchung eines Motors gegenüber der mechanischen Belastung wesentlich schwerer zu beherrschen ist, wird der unverkennbare Trend zu noch höheren Leistungen, d. h. stärkere Ausnutzung des Hubraumes, zur Aufladung mit Ladeluftkühlung führen. Auch bei Fahrzeugen wird deshalb in breiterem Maße die Ladeluftkühlung zur Anwendung kommen. Die im Ladeluftkühler abzuführende Wärmemenge errechnet sich nach den im Bild 8 angegebenen Größen aus

$$Q = G_L \cdot c_p \, (t_{L_1} - t_{L_2})$$

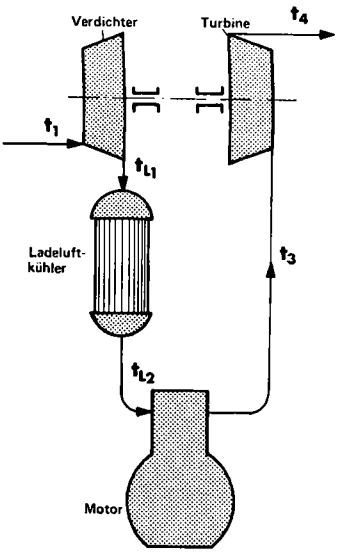


Bild 8. Leitungsschema für Aufladung mit Ladeluftkühlung

wobei das Luftgewicht aus der Beziehung

$$G_L = N_c \cdot b_e \cdot L_{min} \cdot \lambda$$

bestimmt wird. (Vgl. ATH, Bd. 1, S. 898).

Die ausnutzbare Kühlleistung des Ladeluftkühlers hängt von der installierten Kühlerfläche und wesentlich von dem zur Verfügung stehenden Kühlmedium ab. Dazu können folgende Richtwerte genannt werden:

a) Ladeluftkühlung mit Rohwasser von etwa 25°C: Wirksame Temperaturdifferenz zwischen Kühlmedium und Ladeluft ≈ 15°, d. h. Ladelufttemperatur etwa 40°C,

b) Kühlwasser durch getrennte Abteilung im Wabenkühler des Motors. Bei einer Temperatur von 55° läßt sich eine minimale Lufttemperatur von 65° erreichen (Bild 9),

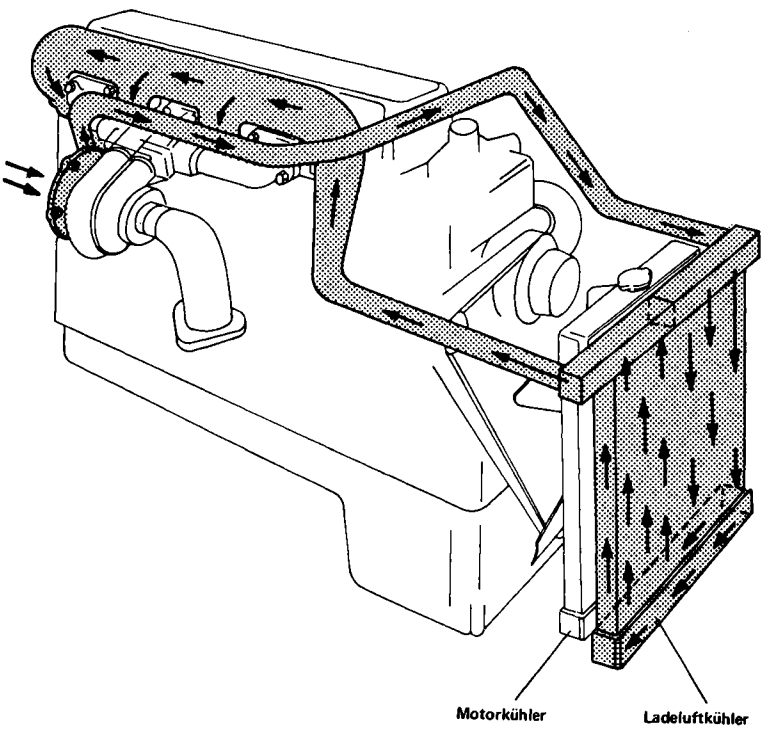


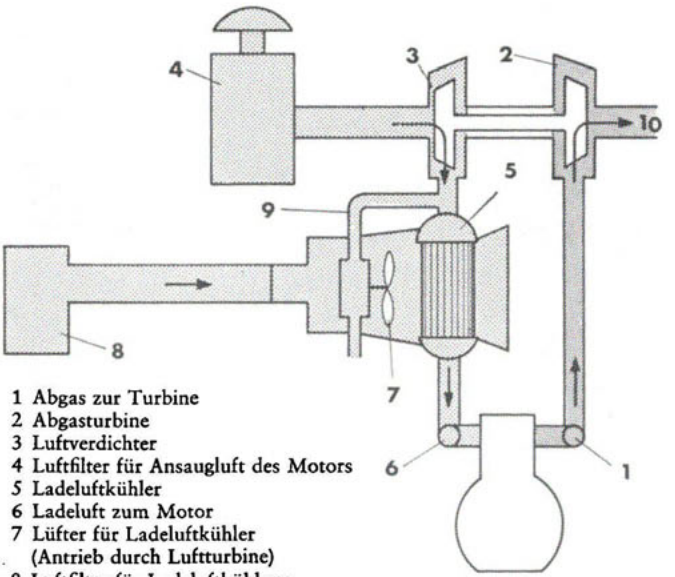
Bild 9. Kombinierte Zweikreis – Kühlung für Motor mit Ladeluftkühlung

c) Steht bei der Einkreiskühlung nur das Umlaufwasser (Kühlwasser) des Motors zur Verfügung, d. h. Vorlauftemperatur etwa 75°C, so ist die Rückkühlung der Ladeluft bis etwa 85−90° möglich,

d) Rückkühlung durch einen Luft-Luft-Ladeluftkühler. Mit dieser Anordnung kann bei optimaler Auslegung des Kühlers bei 30° Umgebungstemperatur die Ladelufttemperatur auf etwa 50° gehalten werden (Bild 10).

Der gute Kühleffekt der Luft-Luft-Ladeluftkühler wurde in den letzten Jahren in USA verstärkt, insbesondere bei Fahrzeugmaschinen, ausgenutzt.

Zur besseren Ausnutzung der Kühlerfläche wird die Wirkung des Fahrtwindes durch ein besonderes Gebläse unterstützt Bild 10. Damit ist sichergestellt, daß auch bei Bergstrecken, die die volle Motorleistung beanspruchen, stets eine ausreichende Kühlung der Ladeluft und damit Begrenzung der thermischen Beanspruchung gesichert ist. Der Antrieb des Gebläses erfolgt entweder über einen Hilfsantrieb vom Motor, oder − wie von Holzhausen [7] angegeben − durch eine Luftturbine, die mit Ladeluft aus dem Verdichter beaufschlagt wird



1 Abgas zur Turbine
2 Abgasturbine
3 Luftverdichter
4 Luftfilter für Ansaugluft des Motors
5 Ladeluftkühler
6 Ladeluft zum Motor
7 Lüfter für Ladeluftkühler (Antrieb durch Luftturbine)
8 Luftfilter für Ladeluftkühlung
9 Verdichterluft zum Antrieb der Luftturbine
10 Abgas nach Turbolader

Bild 10. Zweikreiskühlung mit getrennten Kühlgebläse und Luftführung des Ladeluftkühlers

Bild 10. Nach Holzhausen verbraucht die Luftturbine etwa 10–12% der Ladeluft im Drehmoment-Maximum, was einem Mittelwert über alle Fahrzustände von 6–8% entspricht. Die Anordnung des Ladeluftkühlers am Motor kann durch diesen Gebläseantrieb sehr freizügig gewählt werden, wobei durch die Installation eines zusätzlichen Luftfilters (Bild 10) die Kühlleistung des Ladeluftkühlers auch bei ungünstigen Umgebungsbedingungen nicht beeinträchtigt wird.

Der Wirkungsgrad der Ladeluftkühlung kann wie folgt berechnet werden:

$$\eta_{LKK} = \frac{t_{L_1} - t_{L_2}}{t_{L_1} - t_K}$$

t_K = Temperatur des Kühlmediums.

Der derzeitige Stand der Technik erlaubt folgende Werte:

wasserbeaufschlagter Kühler	$\eta_{LKK} \approx 0{,}75$,
luftbeaufschlagter Kühler	$\eta_{LKK} \approx 0{,}7$.

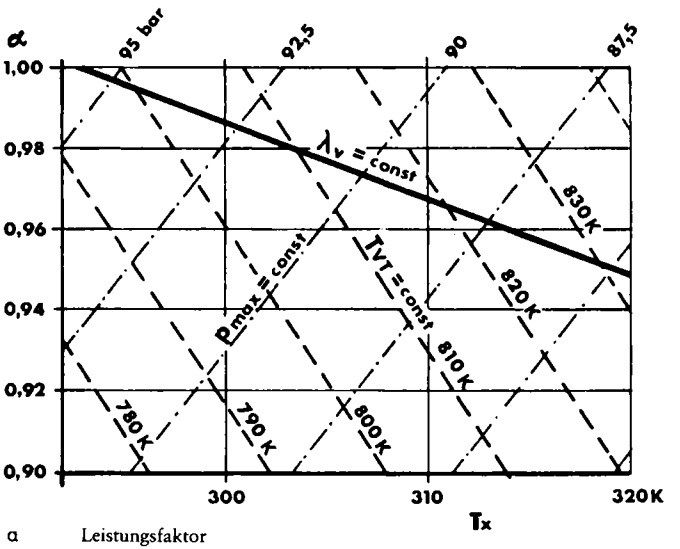
Bei der Auslegung des Kühlkreislaufes des Motors ist die zusätzliche Wärmeaufnahme des Motorkühlwassers durch die Ladeluft besonders zu berücksichtigen. Spezifische Kühlwärme etwa 70 kcal/PSh. Außerdem ist die wirksame Temperaturdifferenz des Umlaufwassers zu beachten, um unerwünschte Wärmespannungen im Motor zu verhindern. Als Richtwert soll das Motorkühlwasser nicht mehr als 3° durch den Ladeluftkühler zusätzlich erwärmt werden. Wird ein gesonderter Wabenkühler verwendet, so kann mit einer Temperaturdifferenz von etwa 10° gerechnet werden. Bei Luft-Luft-Kühlung ist je nach Umgebungstemperatur eine Temperaturdifferenz von etwa 80° möglich.

25 Einfluß der Umgebungsbedingungen auf den Betrieb mit Abgasturboaufladung

Der universelle Einsatz aufgeladener Dieselmotoren bringt es mit sich, daß diese bei sehr unterschiedlichen Umgebungsbedingungen arbeiten müssen. Es gilt deshalb, die Motorenleistung unter veränderten Umgebungsbedingungen derart festzulegen, daß unzulässige Beanspruchungen vermieden werden.

Aus einer Vielzahl vorgeschlagener Rechenverfahren [8] und ausgewerteter Versuche haben die internationalen Gremien ISO und CIMAC allgemein anwendbare Empfehlungen für die Leistungsumrechnung zunächst von aufgeladenen 4-Takt-Dieselmotoren mit und ohne Ladeluftkühlung herausgegeben [9].

Die für die Leistungsbegrenzung wichtigsten motorischen Größen sind in Bild 11 für den Fall der Turboaufladung ohne Ladeluftkühlung



α	Leistungsfaktor
p_{max}	maximaler Zylinderdruck
λ_v	Verbrennungsluftverhältnis
T_{vT}	Gastemperatur vor Turbine
T_x	Umgebungstemperatur

Bild 11. Leistungsbegrenzende Größen bei Turboaufladung ohne Ladeluftkühlung

angegeben. Aus dem Verlauf der Linien konstanter Abgastemperatur vor der Turbine (T_{vT}), was etwa konstanter thermischer Belastung entsprechen würde, erkennt man, daß diese Regelbedingung eine große Leistungsreduktion nach sich zieht. Die Regelvorschrift – Verbrennungsluftverhältnis λ_v konstant – hätte dagegen einen Anstieg der Abgastemperatur bei steigender Ansaugtemperatur zur Folge. Für die Leistungsreduktion ist von zwei Voraussetzungen auszugehen:

Fall 1: Der Motor ist bereits unter Normbedingungen mechanisch und thermisch voll ausgelastet. Jede Erhöhung der Ansaugtemperatur bzw. Absenkung des Ansaugdruckes (Höheneinfluß) wird sich in diesem Fall sofort leistungsmindernd auswirken. Die eingespritzte Kraftstoffmenge muß also vom Normzustand ausgehend entsprechend reduziert werden.

Fall 2: Der Motor kann bei Normbedingungen höher belastet werden und daher bis zu einer bestimmten Höhe (Gleichdruckhöhe) noch die volle Leistung erbringen.

In der Rechnung wird dieser Fall so berücksichtigt, daß man Ersatzzustände festlegt, bis zu welchen der Motor noch störungsfrei

betrieben werden kann. Für den Fall 2 wird nach [9] folgender Ansatz empfohlen:

Die bei dem Umgebungszustand x erzielbare Leistung ist:

$$P_x = \alpha \cdot P_r \qquad r = \text{Referenzzustand}$$

$$\alpha = K - 0{,}7\,(1 - K)\left(\frac{1}{\eta_m} - 1\right)$$

$$K = \left(\frac{p_x}{p_{ra}}\right)^m \cdot \left(\frac{T_{ra}}{T_x}\right)^n \cdot \left(\frac{T_{cr}}{T_{cx}}\right)^q$$

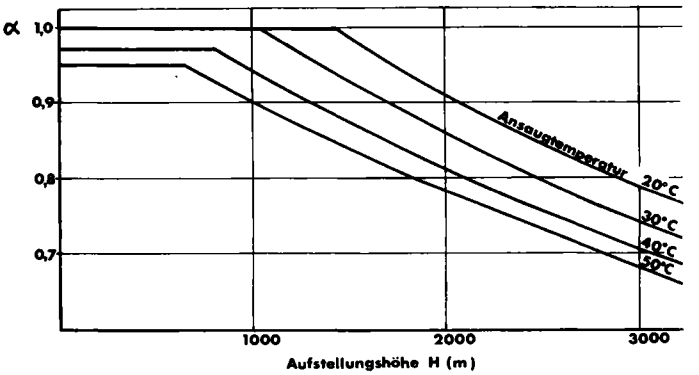
Für die Exponenten gelten folgende Zahlenwerte, die aus einer Vielzahl von Untersuchungen ermittelt wurden:

	m	n	q
Motor ohne Ladeluftkühler	0,7	2,0	–
Motor mit Ladeluftkühler	0,7	1,2	1,0

α = Leistungs-Umrechnungsfaktor,
P_r = effektive Leistung im Referenzzustand,
P_x = effektive Leistung im gesuchten Umgebungszustand,
K = Verhältnis der indizierten Leistungen,
p_r = Ansaugdruck im Referenzzustand,
p_x = Ansaugdruck im gesuchten Umgebungszustand,
π = Ladedruckverhältnis bei Nennleistung im Referenzzustand,
π_{max} = max. zulässiges Druckverhältnis des Turboladers,
$p_{ra} = p_r \cdot \frac{\pi}{\pi_{max}}$ Ersatz-Ansaugdruck,
T_x = Absolut-Temperatur im Zustand x,
T_{cr} = Absolut-Temperatur des Kühlmediums bei Eintritt in den Ladeluftkühler im Referenzzustand,
T_{cx} = Absolut-Temperatur des Kühlmediums im Zustand x,
T_{ra} = Ersatz-Luftbezugstemperatur (Festlegung durch den Motorhersteller nach Maßgabe der ertragbaren thermischen Belastung),
η_m = mechanischer Wirkungsgrad des Motors.

Bei Aufladung ohne Rückkühlung der Ladeluft steigt naturgemäß bei höherem Ladedruckverhältnis die Lufttemperatur (Bild 7) stark an und begrenzt damit durch die höhere thermische Belastung des Motors die mögliche Endleistung im Zustand x. Zu berücksichtigen ist außerdem ein Anstieg des spezifischen Brennstoffverbrauchs im Zustand x, wobei der Berechnung die Annahme zugrunde liegt, daß die Verbrauchswerte proportional zu den entsprechenden mechanischen Wirkungsgraden ansteigen, d. h. der Verbrauch, bezogen auf die indizierte Leistung, wird konstant angenommen.

$$\frac{b_{ex}}{b_{er}} = \frac{\eta_{mr}}{\eta_{mx}} \qquad b_{cx} = \frac{K}{\alpha}\, b_{er}$$



Leistung eines turboaufgeladenen Motors mit Zweikreis-Kühlung bei geänderten Umgebungsbedingungen.

$P_x = \alpha . P_r$ = Leistung im Referenzzustab und Motor mit Turboaufladung und Ladeluftkühlung (gesonderter Kühlkreis)

Bild 12. Leistung eines turboaufgeladenen Motors mit Zweikreiskühlung bei geänderten Umgebungsbedingungen

In Bild 12 wird für einen Fahrzeugmotor mit Rückkühlung der Ladeluft durch Zweikreiskühler der Leistungs-Umrechnungsfaktor α über die Einsatzhöhe bei verschiedenen Ansaugtemperaturen angegeben. Es handelt sich hier um einen Motor, der im Referenzzustand noch nicht voll ausgelastet ist und deshalb bei 20° C Ansaugtemperatur noch in 1600 m Höhe die volle Leistung erbringen kann. Die Parameterkurven für die Ansaugtemperatur zeigen den großen Einfluß dieser Größe.

3 Aufladung durch gasdynamische Druckwellenmaschine

Der Abgasturboaufladung haftet der grundsätzliche Nachteil an, daß die Abgasenergie nur auf Umwegen in Ladeluftenergie umgewandelt werden kann. Die gasdynamische Druckwellenmaschine (Firmenname „Comprex") [10, 11, 12] vermeidet diesen Nachteil, indem sie in einer Einheit komprimiert und expandiert. Sie vereinigt damit den Vorteil des mechanisch angetriebenen Aufladegebläses mit dem Vorteil der Turboaufladung durch Ausnutzung der Abgasenergie zur Drucksteigerung der Ladeluft. Die Vorteile der mechanischen Aufladung liegen im wesentlichen darin, daß ein sehr hoher Anstieg des Drehmomentes bei fallender Drehzahl durch Wahl der entsprechenden Aufladecharakteristik verwirklicht werden kann.

Das Arbeitsprinzip und die Wirkungsweise des Comprex lassen sich nach Bild 13 in den einzelnen Phasen verfolgen. Das Abgas d tritt in

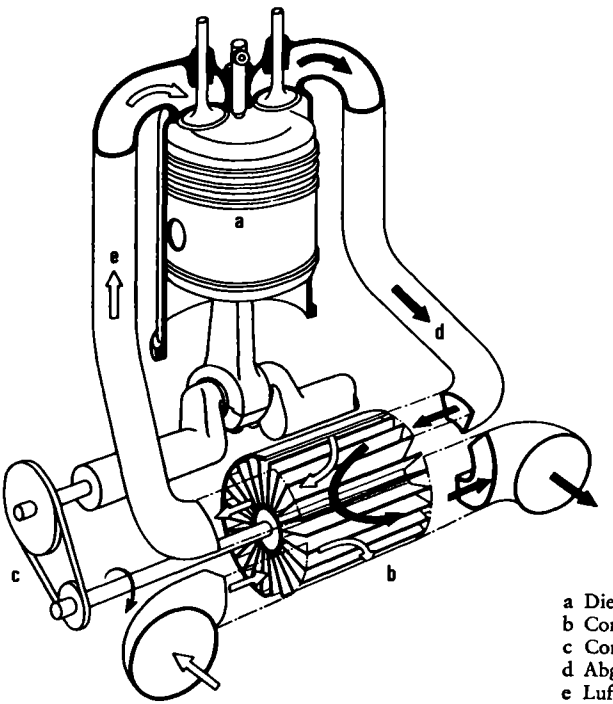


Bild 13. Schema der Comprex – Aufladung

ein Zellenrad b ein, dessen Zellen mit Frischluft gefüllt sind. Das einströmende, unter Druck stehende Abgas verdrängt die in den Zellen enthaltene Luft, wobei eine Druckwelle erzeugt wird, die die vorgelagerte Luft verdichtet und beschleunigt. Die Abgasenergie wird also direkt dazu benutzt, Ladeluft zu verdichten. Zum Zeitpunkt der am Zellenende ankommenden Druckwelle muß die Zelle mit dem Laderohr in Verbindung gebracht werden. Wie Bild 13 zeigt, sind die einzelnen Zellen axial am Umfang eines Zylinders angeordnet, der vom Motor aus angetrieben wird. Durch geeignete Öffnungen an den beiden Stirnseiten werden die einzelnen Zellen jeweils an das Abgasrohr oder das Ladeluftrohr angeschlossen. Im Bild 14 ist für einen bestimmten Zustand durch verschiedene Symbole angedeutet, wie der Energieaustausch zwischen Abgas- und Ladeluft erfolgt. Um möglichst geringe Deformationen durch Wärmespannungen und eine gleichmäßige Lagerbelastung zu erreichen, sind die das Zellenrad auf beiden Seiten abschließenden Auspuff- und Ladeluftgehäuse (Bild 13) symmetrisch mit je zwei Hochdruck- bzw. Niederdrucköffnungen versehen. Jede Zelle durchläuft also pro Umdrehung zwei Arbeitsspiele des Mo-

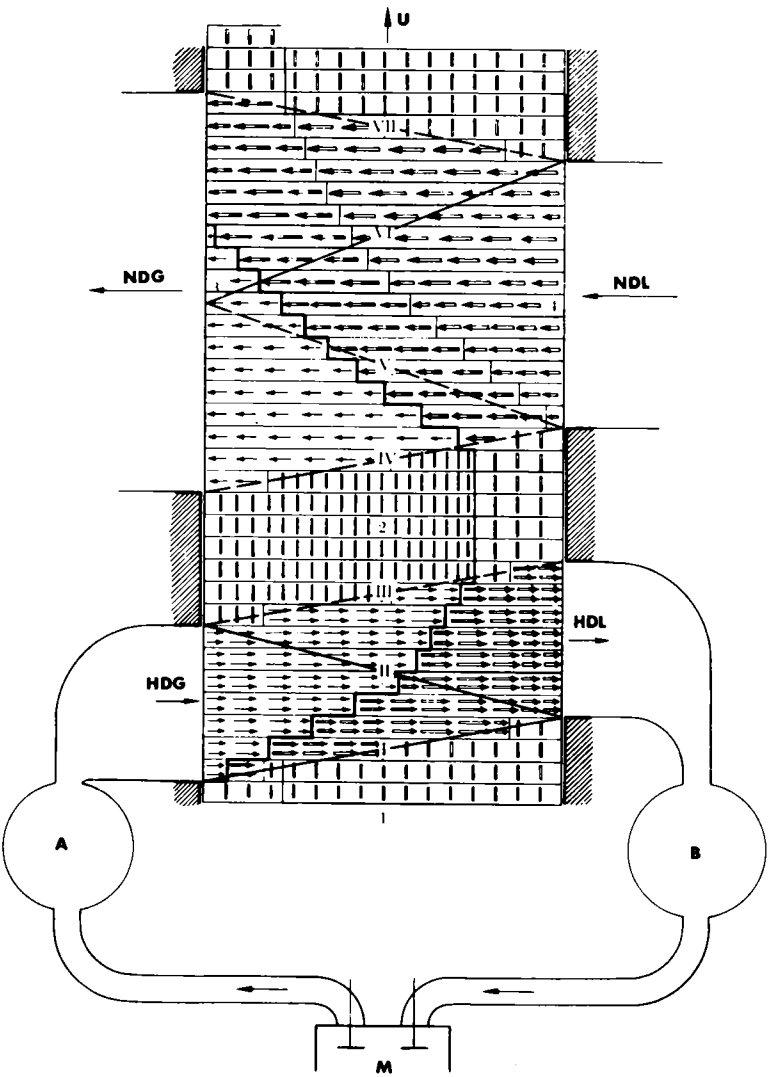


Bild 14. Arbeitsschema des Drucktauschers „Comprex"

tors. Die Antriebsleistung der Druckwellenmaschine ist gegenüber den mechanisch angetriebenen Aufladegebläsen gering. Sie wird durch die Lagerreibung und die durch die Drallerhöhung der Luft beim Eintritt in das Zellenrad auftretenden Verluste bestimmt. Für den Antrieb muß etwa 1 % der Motorleistung der unaufgeladenen Ma-

schine aufgewendet werden. Der Antrieb kann über ein festes Drehzahlverhältnis durch Keilriemen erfolgen. Übersteigt das nutzbare Drehzahlverhältnis des Motors zwischen Vollast und Leerlauf etwa den Wert 2,5, so sollte, am besten über eine Flüssigkeitskupplung, die Drehzahl des Zellenrades oberhalb des angegebenen Verhältnisses konstant gehalten werden. Damit kann ein zu starker Abfall des Wirkungsgrades vermieden werden.

Der Druckwellentauscher ist eine Resonanzmaschine, eine optimale Abstimmung kann nur im Bereich des Auslegungspunktes erreicht werden. Bei Fahrzeugmotoren bietet sich die Optimierung bei mittleren Motordrehzahlen an, da damit eine sehr große Überhöhung des Motordrehmomentes bei niedriger Drehzahl erzielt wird. Diese Wirkung wird selbst bei Motoren mit geringem Hubvolumen erreicht, da der Wirkungsgrad des Comprex gegenüber dem Abgasturbolader weniger stark vom durchgesetzten Volumenstrom abhängt.

Die Hauptvorteile des Comprex liegen im unteren bis mittleren Drehzahlbereich des Motors. Bei höheren Drehzahlen bis zur Vollast des Motors bietet die Comprex-Aufladung gegenüber der Turboaufladung dagegen kaum noch Vorteile.

Als Nachteile sind zu nennen:

Es ist nur Staubetrieb möglich.

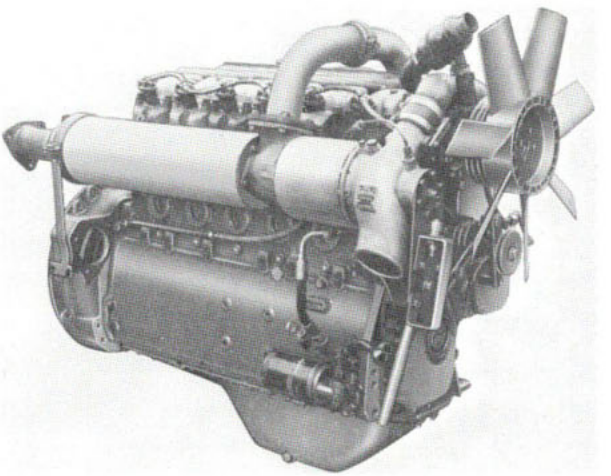


Bild 15. Anbau des Drucktauschers Comprex der Fa. BBC am wassergekühlten 6-Zylinder-Reihen-Motor D 226-6 der Motorenwerke Mannheim AG.

Bei kleinerer Motorbelastung werden die Zellen des Drucktauschers wegen zu geringer Abgasenergie nicht mehr gespült, womit sich der Anteil der Abgase in der Ladeluft stärker erhöht. Diese zwangsläufige Abgasrückführung bringt allerdings auch Vorteile, da damit die Abgasemission an Schadstoffen günstig beeinflußt werden kann.

Zum Starten des Motors muß ein Rückschlagventil so im Ansaugerohr vorgesehen werden, daß bis zu einer bestimmten Mindestdrehzahl der Motor -unter Umgehung des Drucktauschers – Verbrennungsluft direkt aus der Umgebung frei ansaugen kann.

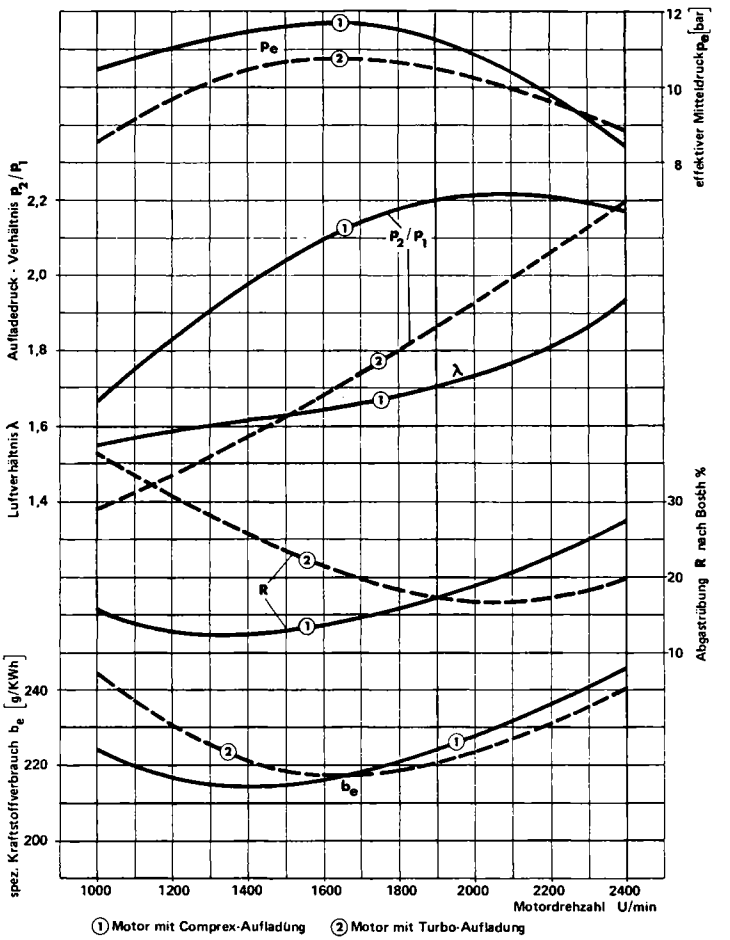


Bild 16. Prüfstandsergebnis am 6-Zyl. MWM-Motor mit Comprex-Drucktauscher nach Bild 15, Motor-Hubvolumen 1,045 ltr/Zyl.

Größerer Raumbedarf bei höherem Gewicht gegenüber Motoren mit Abgasturboaufladung.

Größere Aufwendungen zur Verhinderung unzulässiger Geräuschentwicklung.

Im Bild 15 ist ein MWM-6-Zyl.-Reihenmotor mit angebautem BBC-Druckwellentauscher Comprex gezeigt. Man erkennt, daß der Raumbedarf des Druckwellentauschers und des erforderlichen Schalldämpfers doch recht erheblich ist. In Bild 16 sind die mit dieser Anordnung gefahrenen Werte bei Comprex-Betrieb und Turboaufladung gegenübergestellt. Die Ergebnisse bestätigen die oben getroffene Feststellung, daß im unteren und mittleren Drehzahlbereich hohe Mitteldrücke, d. h. eine große Überhöhung des Drehmomentes bei extrem geringen Rauchwerten, verwirklicht werden können.

Dieses für den Fahrzeugeinsatz besonders geschätzte Betriebsverhalten läßt erwarten, daß der Druckwellentauscher bei weiterem Fortschritt seiner Entwicklung als Aufladegerät für Fahrzeugmotoren an Bedeutung gewinnen wird.

4 Ausgeführte Konstruktionen von aufgeladenen Fahrzeugmotoren

Die Anordnung des Turboladers am Motor ist von großem Einfluß auf das erzielbare Aufladeergebnis. Je nach dem gewählten Aufladeverfahren sind, wie in Abschnitt 2 erläutert, verschiedene Leitungsquerschnitte und Volumina auf der Ansaug- und Abgasseite auszuführen, die der Konstrukteur mit minimalem Raum- und Gewichtsaufwand zu verwirklichen hat.

Die Abgasleitungen vor und nach der Turbine sowie das Turbinengehäuse selbst bleiben bei Fahrzeugmotoren ungekühlt, da man einerseits das Wärmegefälle möglichst gut ausnutzen will, andererseits aber auch keine zusätzliche Kühlkapazität für eine Zwangskühlung zur Verfügung stellen kann. Würde man gekühlte Leitungen ausführen, wie das bei Bootseinbauten in der Regel der Fall ist, so müßte eine zusätzliche Rückkühlkapazität von etwa $80-100\,\frac{\text{Kcal}}{\text{PS}_n}$ zur Verfügung stehen.

In vielen Einbaufällen sind die abgasführenden Leitungen mit einer Wärmeisolation versehen, wobei die besonders wärmeempfindlichen Anbauteile des Motors durch entsprechend geformte Bleche vor zu großer Strahlungswärme geschützt werden. Beim Einbau muß berücksichtigt werden, daß die von der Ventilatorabluft aufgenommene zusätzliche Wärme durch entsprechende Abströmquerschnitte aus dem Motorraum abgeleitet werden kann, um die Betriebstemperatur des Motors nicht zu erhöhen. Am empfindlichsten reagiert hier die Öltemperatur. Durch den höheren Wärmeumsatz im Motor werden aufgeladene Motoren in der Regel mit Ölkühlern ausgerüstet.

Als zusätzliche Einrichtung ist neben dem unter 2. beschriebenen ladedruckabhängigen Füllungsanschlag die gesteuerte Auspuffdrosselklappe – heute fast durchweg hinter der Turbine eingebaut – zu verwenden. Der Einbau hinter der Turbine bringt zusätzlich den Vorteil, daß bei geschlossener Klappe das größere gepufferte Volumen die hohen Druckspitzen durch die vor- und rücklaufenden Gasschwingungen im Abgasrohr abbaut. Dies wirkt sich auch günstig auf die Ölabdichtung der Turbine aus.

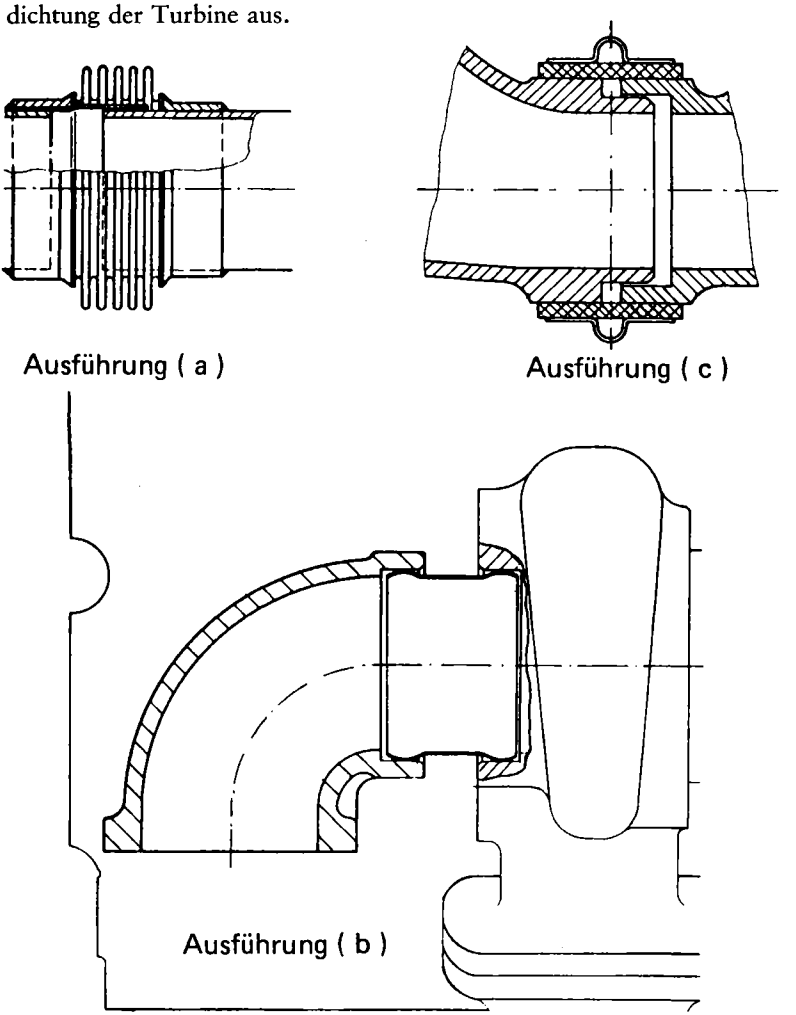


Bild 17. Beispiele für konstruktive Ausbildung von elastischen Gliedern in Abgasleitungen

Die Schmierung des Turboladers erfolgt heute in den meisten Fällen durch Motoröl, das möglichst nach dem Hauptstromfilter entnommen werden sollte. Eine zusätzliche Regelung ist nicht erforderlich.

Besondere Sorgfalt ist bei der Gestaltung der Dichtungen zwischen Zylinderkopf und Abgasleitung, sowie vor und hinter der Turbine aufzuwenden. Gegenüber dem Saugmotor müssen neben höheren Drücken auch höhere Temperaturen sicher ertragen werden. Hinzu kommt die zusätzliche dynamische Belastung durch die im Abgassystem angefachten Druckwellen mit hohen Druckspitzen. Metalleingefaßte Asbestdichtungen haben sich hier gut bewährt. Jede Dichtung ist aber nur dann auf die Dauer wirksam, wenn die notwendige Dichtpressung aufrecht erhalten werden kann. Bei der Gestaltung der Flanschverbindungen ist daher besonders darauf zu achten, daß elastische Schraubenverbindungen (nicht zu kurze Schrauben) verwendet werden. Zu beachten ist auch, daß die Schrauben eine ausreichende Warmfestigkeit aufweisen.

Je nach der auszuführenden Leitungslänge müssen zur Vermeidung unzulässiger Wärmespannungen in der Regel wärmeelastische Zwischenglieder verwendet werden. Eine sichere, wenn auch aufwendigere Bauart stellt der Federkörper aus warmfestem Blech dar (Bild 17a). Die Länge dieser Verbindung kann sehr kurz sein, wenn die üblichen

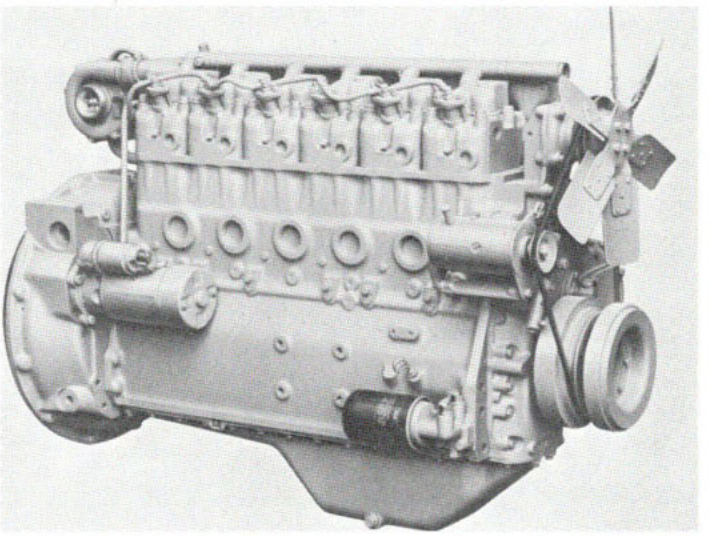


Bild 18. 6-Zylinder MWM-Reihenmotor TD 226-6 mit Abgasturbolader. Fahrzeugleistung: 160 PS (118 KW) bei 2500 U/min

verschraubten Flanschverbindungen vermieden und geschweißte Federkörper ausgeführt werden.

Zum Dehnungsausgleich sind außerdem auch besonders geformte Schiebestücke (Bild 17b) in Verwendung, die kurze Einbauabmessungen ermöglichen. Die Wirkung der Schiebestücke beruht darauf, daß sie sich bei Erwärmung elastisch verformen können und so die erforderliche Dichtpressung bei wechselnden Temperaturen erhalten. Bewährt hat sich auch die Verbindung der Rohre mit einer temperaturbeständigen Muffe, die mit einer besonders geformten Rohrschelle (Bild 17c) angepreßt wird. Die gute Wirkung dieser einfachen und besonders raumsparenden elastischen Dichtung ist darauf zurückzuführen, daß sich die Rohrschelle, durch ihre besondere Formgebung den unterschiedlichen Dehnungsverhältnissen ohne Nachlassen des Anpreßdruckes gut anpaßt. Bei der Anordnung des Turboladers ist bei den meist besonders beengten Fahrzeugeinbauten stets eine Kompromißlösung zwischen den thermodynamischen und strömungstechnischen Erfordernissen und den praktisch vorhandenen Raumverhältnissen zu suchen. Ausgeführte Serien-Motoren zeigen eine Vielfalt von konstruktiven Möglichkeiten, die für den jeweiligen speziellen

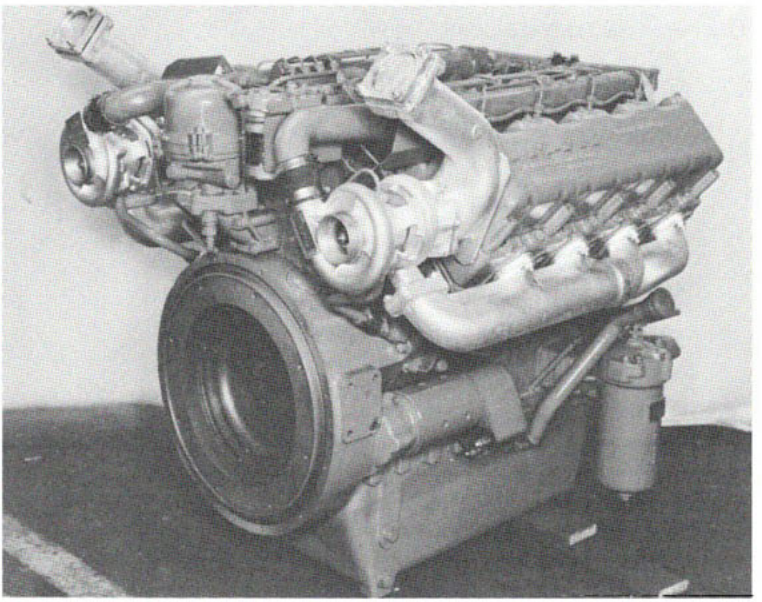


Bild 19. Turboladeranbau am wassergekühlten Diesel-Motor D-2858 MT der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG. Fahrzeugleistung: 340 PS (250 KW) bei 2100 U/min

Anwendungsfall optimiert sind. In den Bildern 18, 19, 20 sind einige Beispiele für Laderanbauten an wassergekühlten Reihen- und V-Motoren wiedergegeben. Diese Bilder zeigen deutlich, daß bei Ausschöpfung der konstruktiven Möglichkeiten der Laderanbau und die Leitungsführung nur wenig Raum beanspruchen, was auch für Anbaulösungen mit Ladeluftkühler, wie in Bild 20 dargestellt, gilt.

Auch bei luftgekühlten Fahrzeugmotoren hat die Turboaufladung Eingang gefunden, wie die Bilder 21 und 22 zeigen. Voraussetzung für die Beherrschung der höheren thermischen Beanspruchung, insbesondere des Zylinderkopfes und der Zylinderbüchse, ist die ungestörte Führung der Kühlluft, die durch den Laderanbau nicht behindert werden darf. Außerdem ist bei der Verlegung der Abgasleitungen und der Anordnung der Abgasturbine zu berücksichtigen, daß eine möglichst geringe Aufheizung der hoch beanspruchten Motorbauteile auftritt. Die heißen Teile der Turbine und der Abgasleitungen werden deshalb immer im Abstrom der Kühlluft angeordnet.

Bild 22 zeigt ein interessantes Beispiel für die Anordnung eines Ladeluftkühlers bei einer luftgekühlten 12-Zyl.-V-Maschine. Der

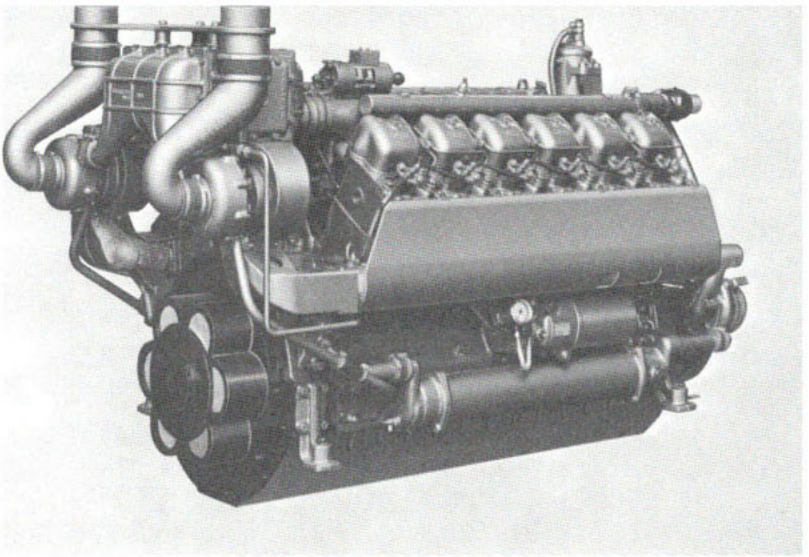


Bild 20. Turbolader mit Ladeluftkühler an einem wassergekühlten MWM-Diesel-Motor TBD 232-12. Fahrzeugleistung: 500 PS (365 KW) bei 2500 U/min

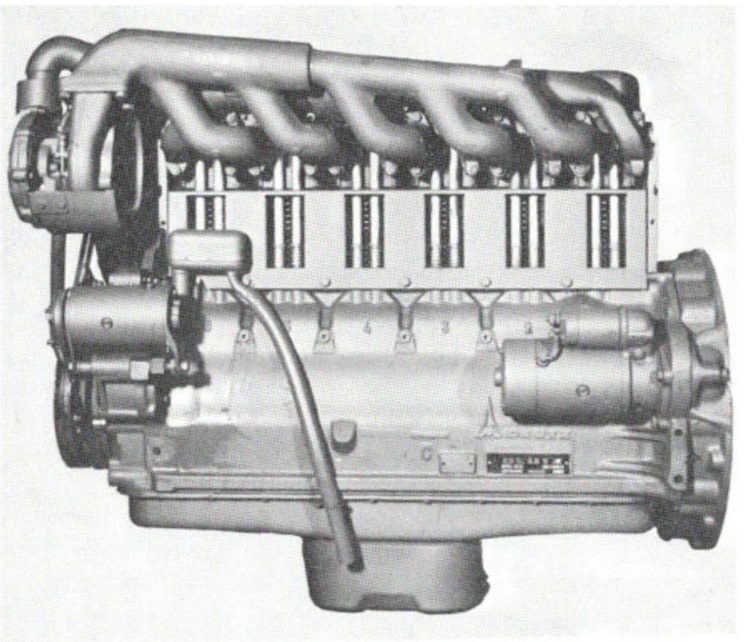
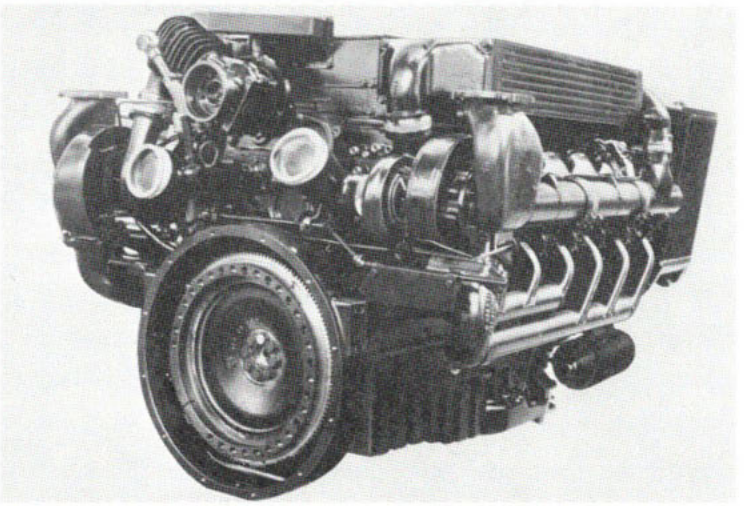


Bild 21. Anordnung des Abgasturboladers am luftgekühlten Diesel-Motor B/F 6 L 913 der Klöckner-Humboldt-Deutz AG. Fahrzeugleistung: 160 PS (118 KW) bei 2650 U/min



Ladeluftkühler, der hier nach dem Prinzip Luft – Luft arbeitet, ist über den Zylindern angeordnet. Der Kühlluftstrom für die Ladeluft wird in diesem Fall durch das vergrößerte Kühlluftgebläse des Motors mit aufgebracht.

Literatur

[1] Seifert, H., und Mitarbeiter, Die Berechnung instationärer Strömungsvorgänge in den Rohrleitungs-Systemen von Verbrennungsmotoren. MTZ 33 (1972), S. 421–428.
[2] Rözsas, T., Anwendung der Ähnlichkeitsgesetze beim Ladungswechsel von 4-Takt-Motoren, MTZ 33 (1972), S. 469–486.
[3] Ryti, M., Ein Rechenprogramm für den Ladungswechsel aufgeladener Dieselmotoren, BBC-Mitteilungen 55 (1968), S. 429–439.
[4] Cser, G., Ein neuartiges Verfahren zur Verbesserung der Turboaufladung. MTZ 32 (1971), S. 368–373.
[5] Meier, E., Neuere Abgassysteme für turboaufgeladene Verbrennungsmotoren. BBC-Mitteilungen 58 (1971), S. 161–166.
[6] Jenny, E., Die Verwertung der Abgasenergie beim aufgeladenen Viertakt-Motor. BBC-Mitteilungen 37 (1950), S. 433–447.
[7] Holzhausen, Glen, A new Approach to intercooling. Zeitschrift Diesel and Gas-Turbine Progress Volume XXXVIII (1972) S. 60–61.
[8] Reisacher, J., Berechnung des Betriebsverhaltens von abgasturboaufgeladenen Dieselmotoren unter geänderten Betriebsbedingungen. MTZ 27 (1966), S. 411–419.
[9] Zinner, K., Wunsch, A., Leistungsbemessung und Prüfung von aufgeladenen Viertakt-Dieselmotoren unter geänderten atmosphärischen Bedingungen. Erläuterungen zur CIMAC-Empfehlung 1971, MTZ 33 (1971), S. 393–402.
[10] Bechthold, M., Druckwellenaufladung für kleine Fahrzeug-Dieselmotoren. Schweizer Bauzeitung 79 (1961), S. 801–809.
[11] Lutz, W., Scholz, R., Über die Aufladung von Fahrzeug-Dieselmotoren mittels des Comprex-Drucktauschers. MTZ 28 (1967), S. 174–185.
[12] Zehnder, G., Berechnung von Druckwellen in der Aufladetechnik. BBC-Mitteilungen 58 (1971) S. 172–176.

Bild 22. Turbolader mit Ladeluftkühler am luftgekühlten Diesel-Motor B/F 12 L 413 der Klöckner-Humboldt-Deutz AG. Fahrzeugleistung: 500 PS (365 KW) bei 2650 U/min

1.95 Pumpen für Unterdruckerzeugung

Hermann Bäumler

Als Servo-Energie in Personen- und Lieferwagen mit Otto-Motoren wird in sehr vielen Fällen der Unterdruck des Saugrohres benutzt. Luft hat als Medium den wesentlichen Vorteil, daß es nicht nachgefüllt werden braucht und praktisch keine Probleme durch Kondensat-Bildung bestehen.

Beim Einbau von Dieselmotoren in diese Fahrzeugtypen ist der Saugrohrunterdruck nicht ausreichend. Es werden deshalb mechanisch angetriebene Pumpen – in der weitaus überwiegenden Zahl Membranpumpen – als Unterdruckerzeuger eingebaut. Membranpumpen haben vom Prinzip her schon bei kleinen Drehzahlen hohe Förderleistung und benötigen keine Schmierung an bewegten Stellen im Luftsystem.

Eine Übersicht über verschiedene Bauformen, die sich nur durch die Antriebsart unterscheiden, zeigen die Bilder 1–3.

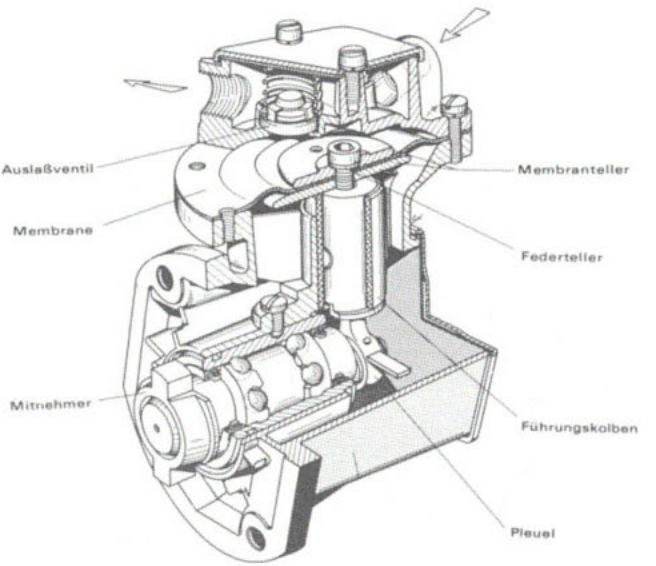


Bild 1. Unterdruckpumpe für mechanischen Drehantrieb Bauart APG (Bild: A. Pierburg Autogerätebau KG, Neuß)

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

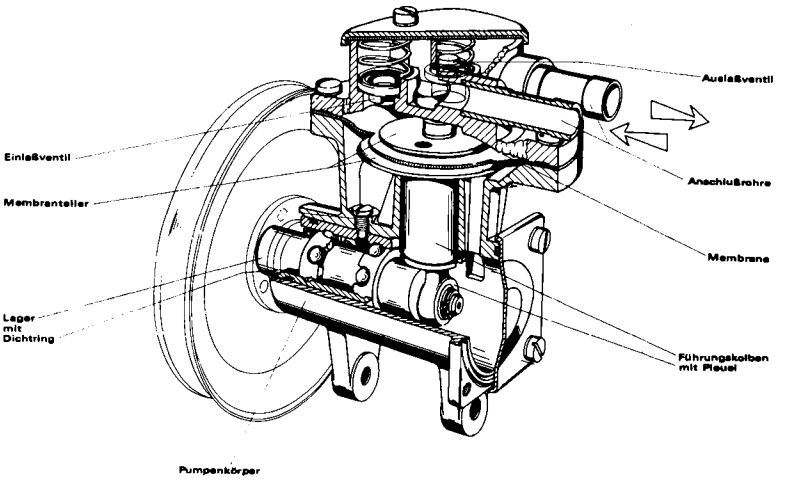


Bild 2. Unterdruckpumpe für Keilriemenantrieb Bauart APG (Bild: A. Pierburg Autogerätebau KG, Neuß)

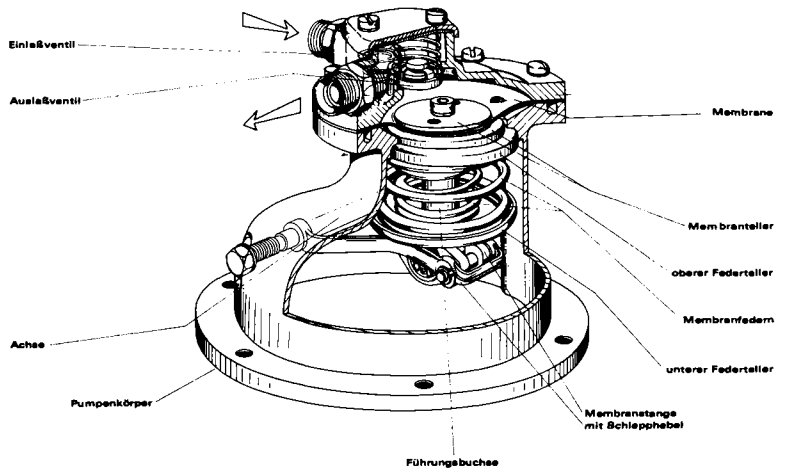


Bild 3. Unterdruckpumpe für Stirnnockenantrieb Bauart APG (Bild: A. Pierburg Autogerätebau KG, Neuß)

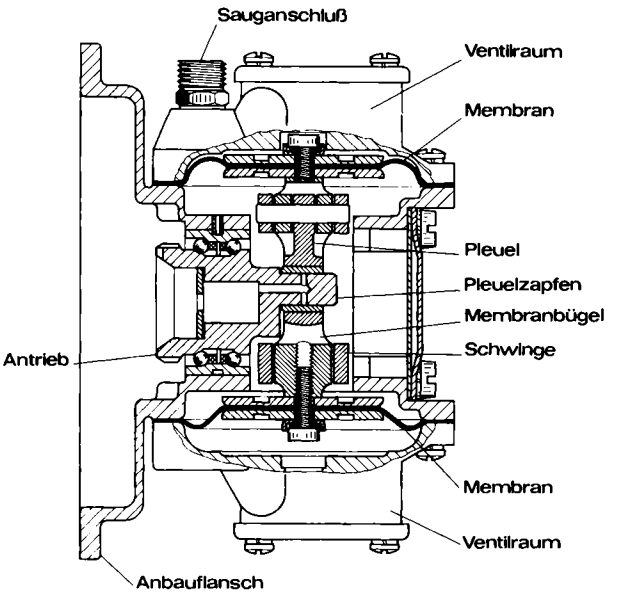


Bild 4. 2-Membran-Unterdruckpumpe Bauart APG (Bild: A. Pierburg Autogerätebau KG, Neuß)

Bei hohem Luftbedarf, wenn neben der Bremsbetätigung auch noch andere Geräte, wie beispielsweise Geschwindigkeitsregler oder Türverriegelungen, betätigt werden müssen, können solche Pumpen mit zwei Membranen ausgestattet werden. In diesen Fällen wird eine Pumpenseite nur für die Bremskraftunterstützung geschaltet, während die zweite Pumpenseite zusätzlich die anderen Servo-Geräte bedient und durch ein Rückschlagventil gegen das Bremssystem abgeblockt ist. Undichtigkeiten an den Nebengeräten verursachen dann keine Störung im Bremssystem (Bild 4).

Eine Bauart mit zwei Membranen ist auch zweckmäßig bei elektromotorischem Antrieb. Durch die Anordnung der zwei Membranen kann der Drehmomentverlauf weitgehend ausgeglichen werden. Dies führt zu ausreichend kleinen Anschlußleistungen des Elektromotors (Bild 5).

Für den Fall, daß Unterdruck nur für Nebengeräte in kleineren Mengen benötigt wird, gibt es auch elektromagnetisch angetriebene Membranpumpen (Bild 6).

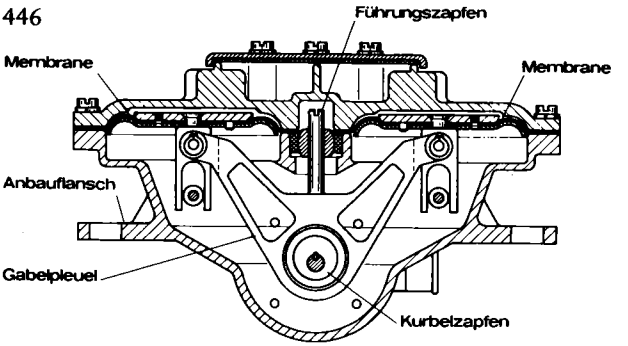


Bild 5. 2-Membran-Unterdruckpumpe mit Hebelpleuel Bauart APG (Bild: A. Pierburg Autogerätebau KG, Neuß)

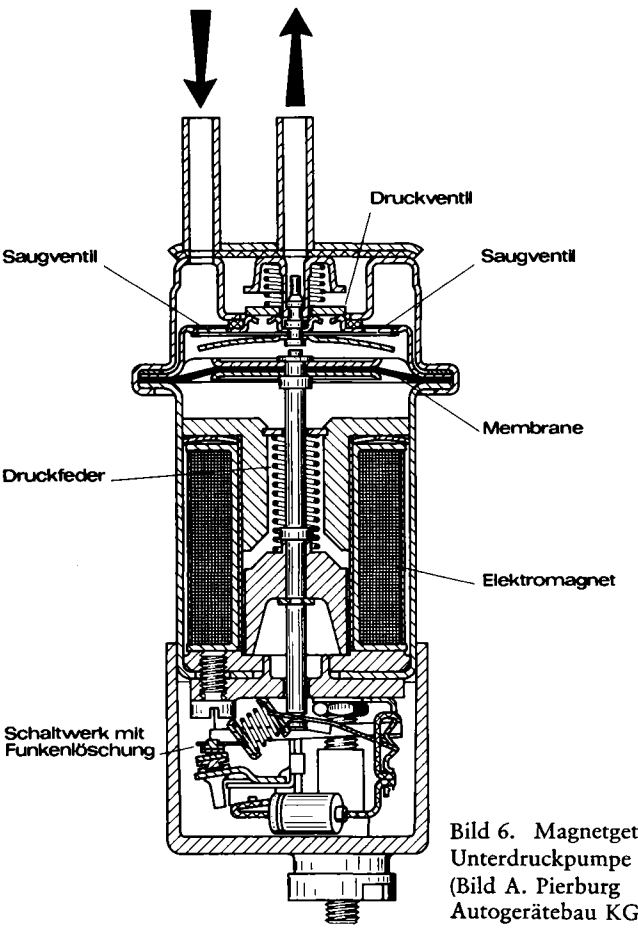


Bild 6. Magnetgetriebene Unterdruckpumpe Bauart APG (Bild A. Pierburg Autogerätebau KG, Neuß)

1.96 Geräte für die Zuführung von Sekundärluft und Abgasrückführventile

Hermann Bäumler

In den Vereinigten Staaten, Japan und Schweden gelten Vorschriften für den zulässigen Gehalt der Abgase von Ottomotoren an Schadstoffen. Sinngemäß gleiche – wenn auch z. Z. noch in den Zahlenwerten abweichende – Vorschriften gelten auch in Europa. Um diesen Bestimmungen zu entsprechen, werden neben anderen Einrichtungen Geräte zur Zugabe von Sekundärluft in das Abgassystem und Geräte zur Rückführung von Abgas in das Ansaugsystem benötigt.

Die Sekundärluft wird bei heutigen Serienmotoren durch Gebläse in der von der Firma Saginav entwickelten Bauart auf den notwendigen Druck gebracht und dann entweder über einfache Rückschlagventile oder mit Hilfe von durch verschiedene Steuergrößen beeinflußten Ventilen in das Abgasrohr eingeblasen oder ins Freie geleitet.

Bild 1 zeigt den Querschnitt durch ein solches Gebläse. In einem Gehäuse läuft gegen die Gehäuseachse parallel exzentrisch versetzt ein Rotor, dessen Mantel auf dem Umfang an zwei oder mehreren Stellen geschlitzt ist. In diesen Schlitzen werden über Dichtleisten Flügel geführt, die auf einem in der Gehäuseachse angeordneten Achsbolzen laufen. Die Flügel dichten auf ihrer Außenseite gegen die innere Mantelfläche des Gehäuses und mit ihren Stirnflächen gegen die

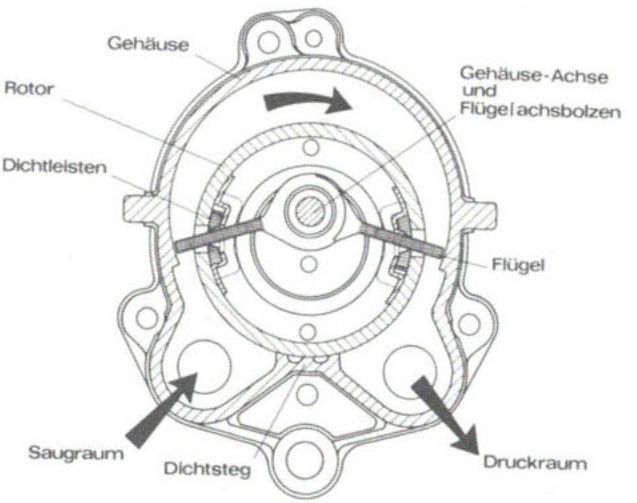


Bild 1. Sekundärluftgebläse, Lizenz Saginav

© Copyright by Technisch. r Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

beiden Böden des Gehäuses. Der Rotor dichtet gegen einen Dichtsteg zwischen Saug- und Druckraum des Gehäuses. Durch diese Bauform entsteht zwischen Gehäuse und Rotor ein sichelförmiger Raum, durch den die Luft von der Saugseite zur Druckseite gefördert wird.

An den Anschlußstellen der Sekundärluft am Abgassystem sind Rückschlagventile einzubauen. Diese verhindern, daß Druckspitzen im Abgassystem Abgas in die Sekundärluftzuführung zurückschlagen lassen (Bild 2).

Weiter sind im Sekundärluftsystem Druckbegrenzerventile vorzusehen, die bei Überschreiten des vorgesehenen Maximaldruckes Sekundärluft ins Freie abblasen lassen. Diese Druckbegrenzungsventile werden häufig nicht als gesonderte Ventile eingebaut, sondern entweder in die Sekundärluftpumpe oder in eines der im folgenden beispielsweise beschriebenen Sekundärluftsteuerventile integriert.

Bild 3 zeigt den Schnitt durch ein Abblasumschaltventil mit integriertem Überdruckventil. Dieses Ventil öffnet, bei größerem Luftdurchsatz durch den Motor, der Sekundärluft aus dem Sekundärluftgebläse über einen Schalldämpfer den Weg ins Freie. Damit wird der Katalysator vor Überhitzung geschützt und Gebläseantriebsleistung gespart.

Als Signal für den Luftdurchsatz durch den Motor wird der Venturi-Unterdruck benutzt. Da dieser für die unmittelbare Betätigung nicht ausreicht, ist im oberen Teil dieses Ventils ein Membranverstärker

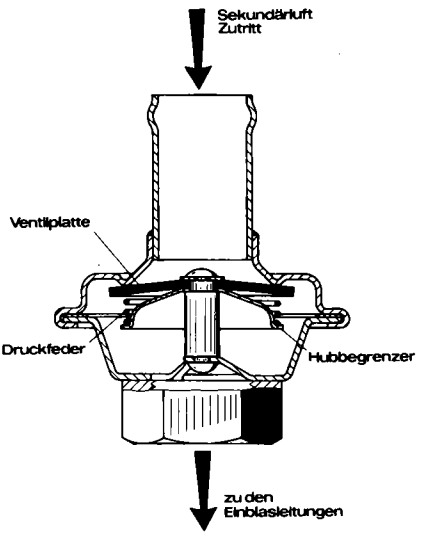


Bild 2. Rückschlagventil, Bauart APG (Bild: A. Pierburg Autogerätebau KG, Neuß)

eingebaut. Sobald der am Steuerunterdruck-Anschluß anliegende Venturi-Unterdruck die Umschaltgröße erreicht hat, wird die Steuermembrane angehoben und das Entlüftungsventil schließt. Dadurch bewegt der über die Verbindungsbohrungen auf die Oberseite der Arbeitsmembrane geführte Gebläsedruck den Umschaltkegel nach unten. Die Sekundärluft vom Gebläse kann über den Schalldämpfer ins Freie abströmen. Bei Arbeitsstellung des Umschaltkegels begrenzt das Überdruckventil den Gebläsedruck.

Für besseres Fahrverhalten beim Beschleunigen und zum Vermeiden von Knallen im Auspuff beim Verzögern wird teilweise auch Sekundärluft aus dem Gebläse zeitweise in das Ansaugrohr gegeben oder – ohne Gebläse – unter Umgehung der Drosselklappe ins Ansaugrohr eingesaugt.

Eine neue Entwicklungsrichtung vermeidet den mechanischen Aufwand eines Sekundärluftgebläses und dessen Leistungsbedarf. Sie benutzt die Wirkung der im Abgassystem auftretenden Unterdruckspitzen zum Ansaugen von Sekundärluft. An geeigneter Stelle des Abgassystems wird ein oder werden mehrere Rückschlagventile angebaut.

Eine ausreichende Luftförderung wird jedoch nur erreicht, wenn der Anbauort und die Ausführung des Abgassystems sowie die Zuord-

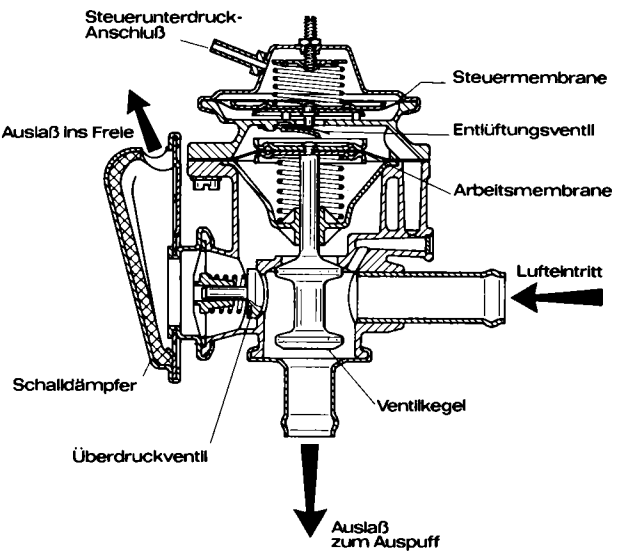


Bild 3. Verstärker-Abblasumschaltventil für Sekundärluft Bauart APG (Bild: A. Pierburg, Autogerätebau KG, Neuß)

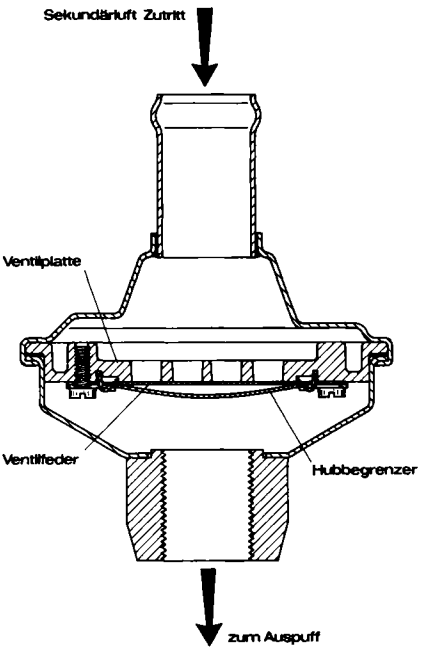


Bild 4. Ventil für Selbstansaugung der Sekundärluft, Bauart APG (Bild: A. Pierburg, Autogerätebau KG, Neuß)

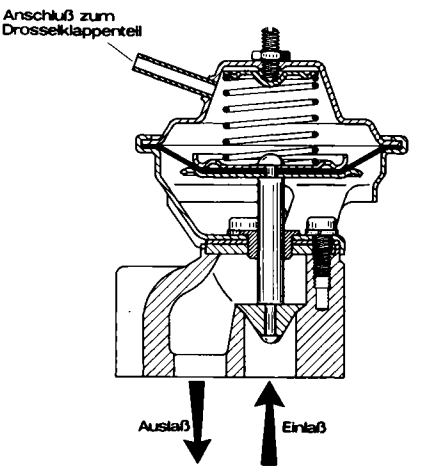


Bild 5. 1-Membran-Abgasrückführventil, Bauart APG (Bild: A. Pierburg, Autogerätebau KG, Neuß)

nung zu den einzelnen Zylindern sorgfältig auf den jeweiligen Motor und auf den fraglichen Fahrzeugtyp abgestimmt sind.

Einen Schnitt durch ein solches Ventil zeigt Bild 4.

Ventile zur Abgasrückführung können für geringere Anforderung als einfache Auf-/Zu-Ventile gebaut sein, die durch den Saugrohrunterdruck umgeschaltet werden. Hierbei können die Schaltpunkte zusätzlich durch entsprechende Lage der Unterdruckentnahme zur Drosselklappe und ggf. durch Temperaturschalter beeinflußt werden (Bild 5).

Für eine bessere Anpassung an den Idealwunsch der Abgasrückführung gibt es Abgasrückführventile mit zwei Membranen (Bild 6). Die obere Membrane bewirkt im Zusammenwirken mit der eingebauten Feder, und beaufschlagt von einem Unterdruckanschluß in Drosselklappennähe, die Öffnung des Ventils im kleinen Hubbereich. Die zweite Membrane kann über den eingebauten Freilauf das Abgasrückführventil voll öffnen. Die Betätigung geschieht durch einen Anschluß an das Saugrohr. In die Verbindungsleitung zum Saugrohr können Elektro-Umschaltventile eingebaut sein, die, in Abhängigkeit von der Drosselklappenstellung und durch einen Mikroschalter betätigt, diese Verbindung öffnen oder unterbrechen, oder temperaturgesteuerte Ventile, die in ähnlicher Weise die volle Öffnung des Abgasrückführventils beeinflussen. In vielen Fällen wird in dieser

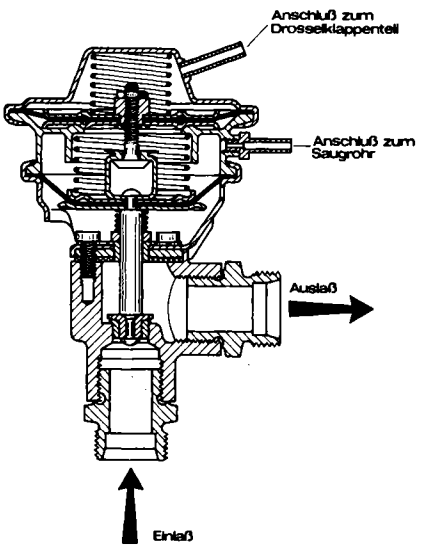


Bild 6. 2-Membran-Abgasrückführventil, Bauart APG (Bild: A. Piergurg, Autogerätebau KG, Neuß)

Verbindungsleitung ein Unterdruckspeicher benötigt, der den notwendigen Unterdruck zur Verfügung stellt, wenn der Saugrohrunterdruck dafür nicht ausreicht.

Noch bessere Anpassung an das Motorkennfeld ermöglichen Verstärkerschaltungen. Hierbei wird der Hub des Ventilkegels durch einen geregelten Unterdruck eingestellt. Die Größe dieses Unterdrucks bestimmt ein Verstärker oder ein Druckwandler, der seine Steuergrößen aus dem Abgasgegendruck und/oder einem Venturi- oder Mischkammer-Unterdruck erhält. Die Schaltung eines solchen Systems zeigt Bild 7, das zugehörige Abgasrückführventil im Schnitt zeigt Bild 8. Dieses Ventil enthält zusätzlich zu der den Regelhub bestimmenden Arbeitsmembrane eine über Freilauf zugeschaltete Schließmembrane, die, unterdruckbetätigt, im Leerlauf und bei Vollast die Abgasrückführung absperrt.

Für bestimmte Anwendungsfälle werden auch Abgasrückführsysteme gebaut, bei denen der Hub des Schließkegels direkt mechanisch von der Drosselklappenstellung abgenommen wird.

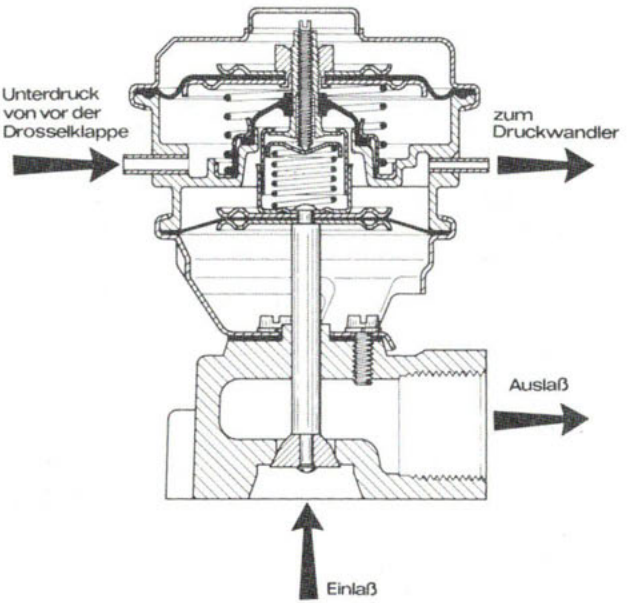


Bild 7. Prinzip-Schaltbild einer Abgasrückführung mit Druckwandler, Bauart APG (Bild: A. Pierburg, Autogerätebau KG, Neuß)

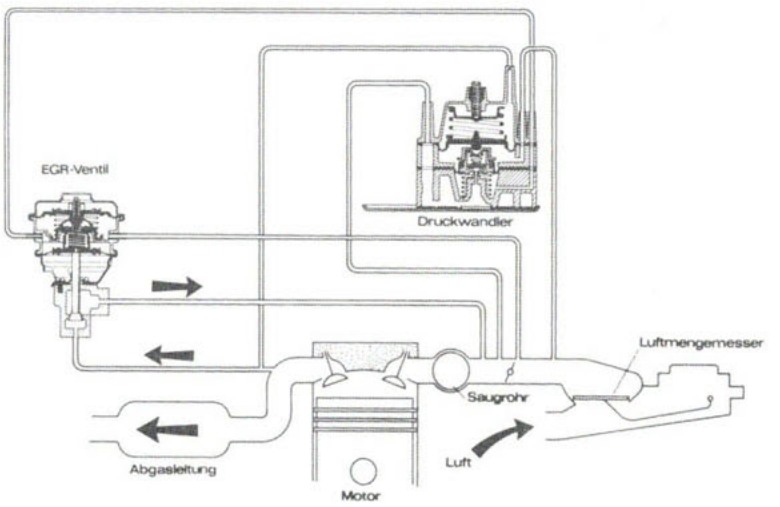


Bild 8. Abgasrückfuhrventil für Druckwandler-Abgasrückführung Bauart APG (Bild: A. Pierburg, Autogerätebau KG, Neuß)

2 Fahrzeug

2.1 Fahrwerk

2.11 Räder

Albrecht Lüders

1 Aufbau von Kraftfahrzeugrädern
11 Allgemeines
12 Felgen
13 Felgenbezeichnungen
14 Räder für Personenkraftwagen
15 Räder für Nutzfahrzeuge
16 Räder für landwirtschaftliche Fahrzeuge
2 Radbefestigungssysteme
3 Anforderungen an Maßtoleranzen, Rund- und Planlaufabweichung, Exzentrizität und Unwucht
4 Beanspruchungsverhältnisse
5 Prüfung von Rädern
51 Allgemeines
52 Rollstand
53 Scheibenprüfstand
54 Prüflast

1 Aufbau von Kraftfahrzeug-Rädern

11 Allgemeines

Nach dem Aufbau unterscheidet man zwischen
Scheibenrädern,
Drahtspeichenrädern und
Rädern mit gegossenem Radstern.

Bei allen drei Arten dient die kranzförmige Felge zur Aufnahme des Reifens. Sie kann mit der Radscheibe – auch Radschüssel genannt – aus einem Stück bestehen, mit der Radscheibe direkt – z. B. durch Verschweißen – oder indirekt durch Speichen verbunden sein, oder sie wird auf den Radstern aufgeklemmt. Die mit Abstand verbreiteste Ausführung ist das aus Felge und Radscheibe zusammengeschweißte Rad.

12 Felgen

Die konstruktiv einfachsten und leichtesten Ausführungen sind ungeteilte Tiefbettfelgen. Sie werden überall da eingesetzt, wo eine Reifenmontage über das Felgenhorn hinweg möglich ist. Zur Aufnahme von Reifen mit sehr steifen Reifenwülsten werden dagegen geteilte Felgen verwendet.

Die frühere symmetrische Tiefbettfelge mit 5°-Schrägschulter (Bild 1) ist heute bei Personenwagen und Kombinationskraftwagen weit-

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

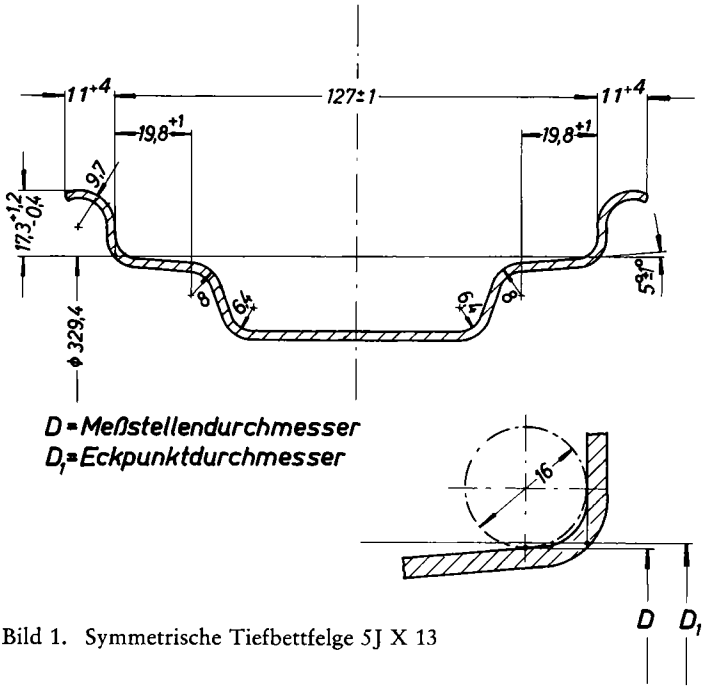


Bild 1. Symmetrische Tiefbettfelge 5J X 13

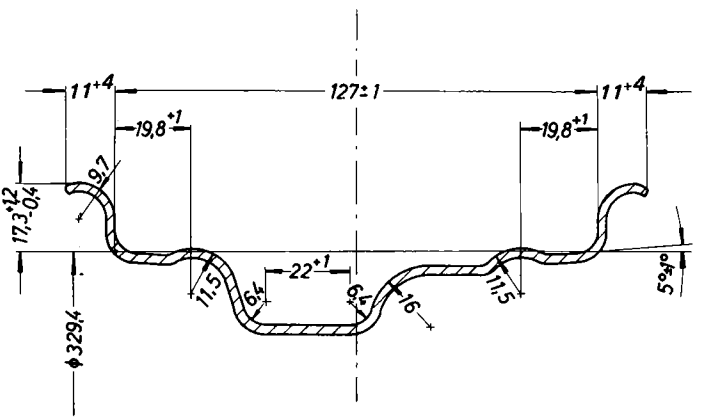


Bild 2. Unsymmetrische Tiefbettfelge 5J X 13 mit Sicherheitsschultern

gehend durch unsymmetrische Felgen mit einer oder zwei Sicherheitsschultern (Bild 2) verdrängt worden. Die Sicherheitsschultern, deren Formen in Bild 3 dargestellt sind, garantieren auch bei stark abgesunkenem Luftdruck noch einen sicheren Reifensitz. Die Unsymmetrie

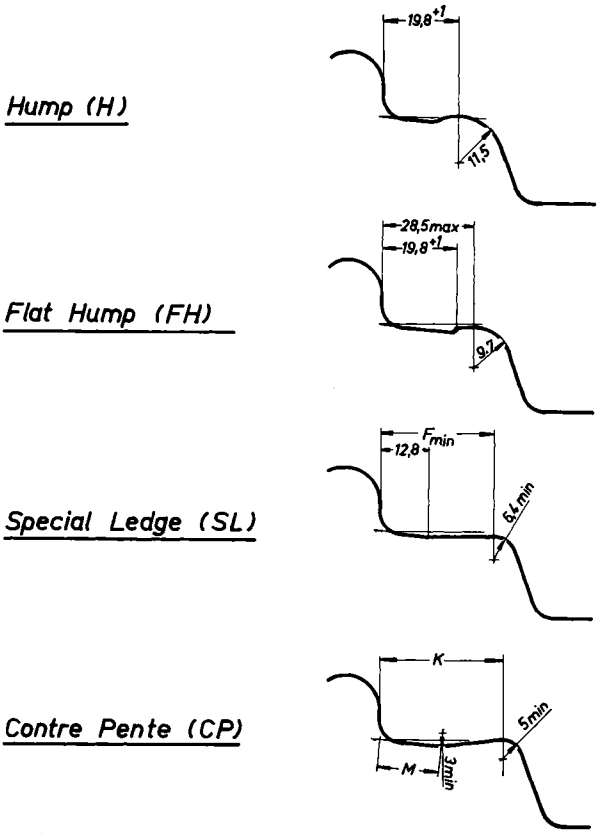


Bild 3. Sicherheitsschultern bei Pkw-Tiefbettfelgen

hat sich auf Grund der Forderungen nach möglichst großem Innenraum für die Unterbringung der Bremsaggregate ergeben. Die Platzverhältnisse sind bei der Felge mit Außenhump am vorteilhaftesten, bei der Felge mit Außenledge und Contre-Pente am ungünstigsten.

Tiefbettfelgen werden im allgemeinen aus Bandmaterial gefertigt.

Für Reifen mit sehr steifen Füßen – also für höher auslastbare Nutzfahrzeugreifen – sind geteilte Felgen entwickelt worden. Bei dieser Art von Felgen kann die Mittelpartie flach oder zylindrisch ausgebildet sein. Die Teilung erfolgt parallel zur Radebene oder radial. Das erste System führt zu einer Konstruktion mit Ringen, das zweite zu den sogenannten Segmentfelgen. Die international verbreitesten Ausführungen sind in Bild 4 aufgeführt.

Einige dieser Konstruktionen können auch mit schlauchloser Bereifung gefahren werden. Sie müssen dann im Bereich der Teilung

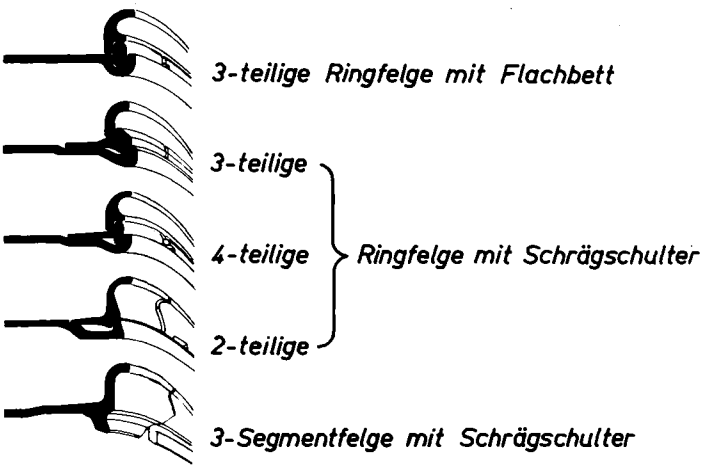


Bild 4. Gebräuchliche Flachbett- und Schrägschulterfelgen für Lkw-Räder. Das Felgensystem 4 kann auch mit anderen Ringkombinationen versehen werden (S. Bild 5).

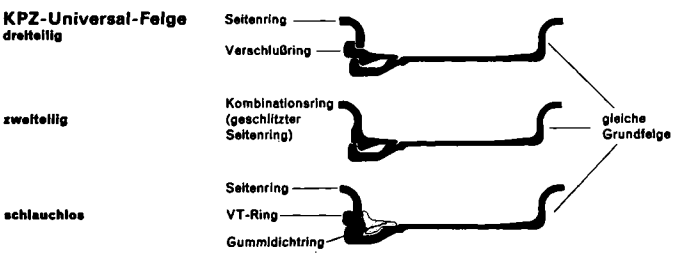


Bild 5. Universalfelge mit verschiedenen Ringkombinationen

besonders abgedichtet werden. Als Beispiel ist in Bild 5 die Kronprinz-Universal-Felge gezeigt. Sie kann mit unterschiedlicher Ring-Kombination ausgerüstet und sowohl mit Schlauchreifen als auch mit schlauchlosen Reifen gefahren werden.

Um die Problematik einer Abdichtung zu umgehen, ist bereits vor etwa 20 Jahren in den USA die sog. Steilschulterfelge entwickelt worden. Sie stellt eine ungeteilte Tiefbettfelge mit unter 15° geneigten Felgenschultern dar, auf die die Reifenwülste durch den Innendruck aufgepreßt werden. Die Konizität garantiert einen absolut dichten und festen Sitz des Reifens auf der Felge. Um Reifen mit steifen Wülsten noch montieren zu können, sind die Felgenhörner nur noch angedeutet (Bilder 6 u. 7).

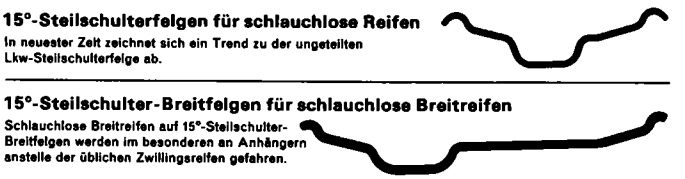


Bild 6. Lkw-Felgen mit 15°-Steilschulter

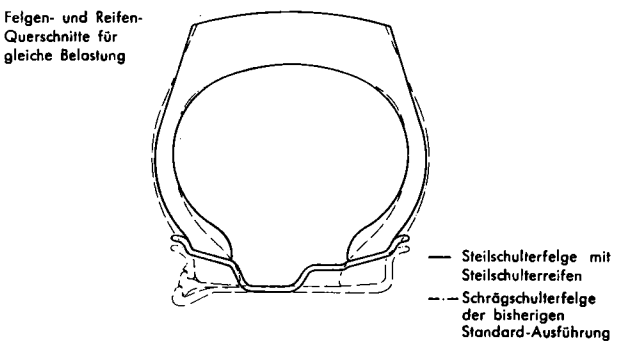


Bild 7. Vergleich der 5°-Schrägschulterfelge mit 20"-Durchmesser zur 15°-Schrägschulterfelge mit 22,5"-Durchmesser

Dieser Felgentyp wurde Mitte der 50er Jahre in den USA in die Serie eingeführt und eroberte innerhalb kurzer Zeit einen recht erheblichen Marktanteil. Auf Grund reifenbedingter Fehlschläge sank der Anteil aber wieder ab und pendelte sich auf 10–12% ein. Das Schwergewicht lag dabei auf Größen der Leichtlastkraftwagenklasse. Das System wurde wieder interessant mit Aufkommen der Radial- und Gürtelreifen. Hierbei waren auch bei höheren Auslastungen Reifenfüße mit einem Drahtkern zu verwirklichen, so daß Haltbarkeit und Montagefähigkeit entscheidend verbessert wurden. So konnte sich das Steilschultersystem in Frankreich, wo der Radialreifen vorherrscht, immer stärker durchsetzen. Er spielt dort heute die dominierende Rolle. Seine Einführung ist auch in der Bundesrepublik bereits angelaufen.

Während bei den ring- und quergeteilten Felgen neben Bandmaterial auch Profil als Ausgangsmaterial verwendet wird, stellt man die Steilschulterfelgen in Europa fast ausschließlich aus Band her. Die Vorteile einer Bandfelgenfertigung mit mehreren aufeinander folgenden Roll- und Kalibrieroperationen liegen in einer besseren Maßhaltigkeit und Oberflächengüte, letztere vor allem im Stumpfschweißnahtbereich.

Bild 8. Lkw-Rad mit 15°-Steilschulter

Da Felgen für schlauchlose Bereifung nicht auf Endbruch, sondern auf Anriß – bereits der kleinste Haarriß führt zum Luftverlust – dimensioniert sein müssen und der heutige Leichtbau zu sehr geringen Blechdicken geführt hat, liegt die spezifische Auslastung dieser Konstruktion sehr hoch. Besonders problematisch ist die Felgen-Schüssel-Verbindung. Als technisch günstigste Lösung hat sich die in Bild 8 gezeigte Konstruktion bewährt.

13 Felgenbezeichnungen

Felgengrößen werden auf Grund internationaler Vereinbarungen einheitlich in Zoll oder Millimeter angegeben. Felgen- und Reifenbezeichnungen entsprechen sich teilweise bzw. sind normmäßig einander zugeordnet.

Wegen der Montierbarkeit und den Sitzverhältnissen der Reifenfüße auf der Felgenschulter ist besonders der Felgendurchmesser wichtig.

Nach den deutschen Felgen-Normen kennzeichnet die erste Zahl die Felgen-Maulweite und die zweite Zahl den Felgen-Durchmesser.

Durch Kennbuchstaben nach der ersten Zahl kann die Hornausführung angegeben werden. Felgen mit gleichen Kennbuchstaben haben dieselbe Hornausführung. Zeichen zwischen der ersten und der zweiten Zahl charakterisieren das Felgensystem:

X = Tiefbettfelge,
– = Flachbettfelge bzw. Halbtiefbettfelge ohne oder mit Schrägschulter,
Halbtiefbettfelgen führen noch den Zusatz SDC (Semi drop center).

Nach der Durchmesserangabe folgt bei Sicherheitsfelgen die Bezeichnung über die Art der Sicherheitsschulter:

H = Hump
H: einseitig,
H 2: beidseitig,
FH = Flathump,
SL = Special-Ledge.
CP = Contre Pente.

Kombinationen verschiedener Sicherheitsschultern sind durchaus gebräuchlich, z. B., auf der Außenseite Flathump, auf der Innenseite Hump.

Zusätzliche Buchstaben S oder LT bezeichnen eine symmetrische Felge oder eine Ausführung für C-Reifen.

Beispiel: $5^1/_2$ J × 14 H 2 – S

Symmetrische Tiefbettfelge mit $5^1/_2$ Zoll Maulweite und 14 Zoll Felgenschulterdurchmesser, Hump auf beiden Seiten, Hornform entsprechend Kennbuchstaben J.

Neben den Zollangaben sind – von Frankreich ausgehend – auch Millimetermaße gebräuchlich. Es zeichnet sich hier eine Analogie zu den Reifenbezeichnungen ab (bei Gürtelreifen Übergang zu Millimeterangaben).

14 Räder für Personenkraftwagen

„Der Rennwagen von heute ist das Vorbild für den Serienwagen von morgen".

Diese Aussage gilt sicherlich für viele Teile und Konzeptionen. Sie gilt nicht uneingeschränkt für das Rad. Denn das früher im Renn- und Sporteinsatz vorherrschende Drahtspeichenrad ist heute fast verschwunden. Der Grund hierfür liegt nicht allein im Preis. Viel maßgebender war die „weiche" Konstruktion. Ein Drahtspeichenrad verzieht sich nach etwa 10000 – 15000 km Fahrstrecke, und die norma-

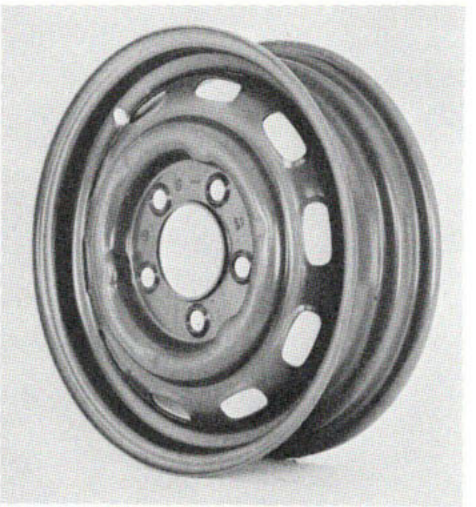


Bild 9. Personenkraftwagen-Rad mit Lochscheibe

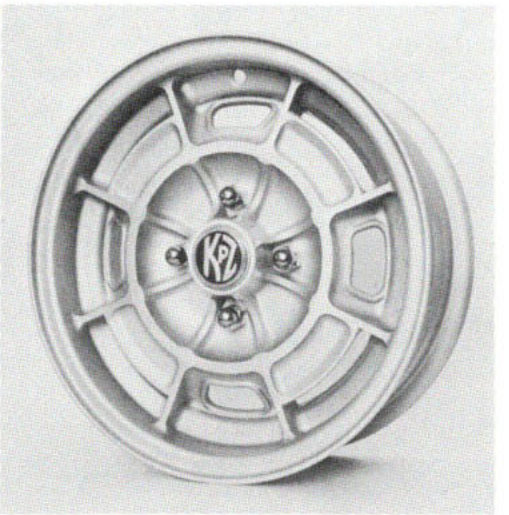


Bild 10. Personenkraftwagen – Rad in Rippenausführung (LM-Guß)

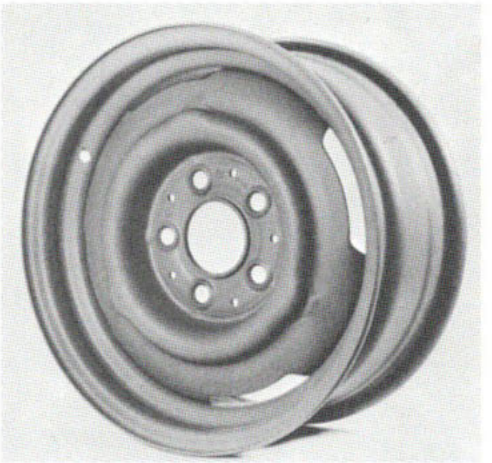


Bild 11. Personenkraftwagen-Rad mit Schlitzscheibe (Schlitzrand nicht umgebördelt)

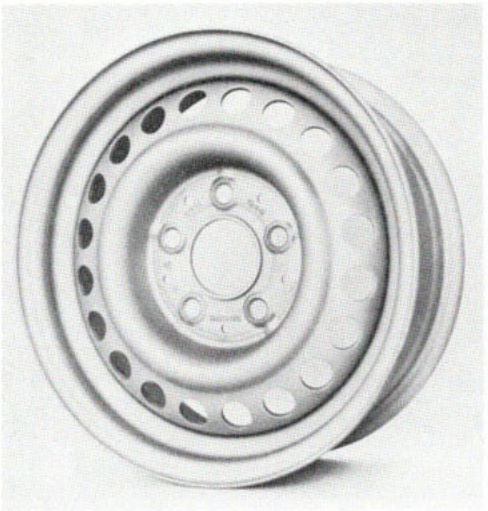
len Anforderungen an den Rund- und Planlauf machen ein Richten erforderlich. Ein modernes Scheibenrad behält aber seine Maßhaltigkeit über die Lebensdauer des Fahrzeuges hinaus und ist somit problemlos (s. auch die Ausführungen über das Matchen von Reifen und Rad in Abschn. 3).

Scheibenräder können aus Einzelteilen – wie Felge und Schüssel – zusammengesetzt oder einteilig sein. Durch eine günstige Formgebung der Schüssel kann das Gewicht niedrig gehalten werden. Am günstigsten in festigkeitstechnischer Hinsicht sind Kümpelformen nach Bild 9. Entgegen vielfacher Meinungen ergeben Rippen (Bild 10) einen örtlich störenden Einfluß in Form von Spannungsspitzen. Die Erfahrung zeigt, daß Rippenscheiben einen schlechteren Ausnutzungsgrad besitzen als Scheiben mit umlaufendem Kümpel.

Räder aus separater Felge und Schüssel werden im allgemeinen aus Bandmaterial – Stahl oder Leichtmetall – gefertigt. Nur in seltenen Fällen wird eine Bandfelge mit einer gegossenen oder geschmiedeten Schüssel verbunden.

Guß- und Schmiedekonstruktionen lassen sich zweckmäßigerweise in einteiliger Bauweise ausführen (Bild 10).

Die Form der Radscheiben kann sehr vielgestaltig sein. Materialsparend sind Schlitzscheiben (Bild 11). Sie bedingen einen relativ kleinen Vierkant-Einsatz. Bei Lochscheiben (Bild 9) sind Materialeinsatz und damit die Materialkosten höher.



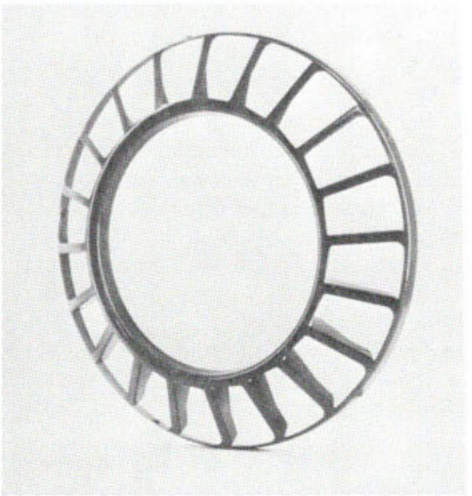


Bild 12. Personenkraftwagen-Rad mit Lochscheibe und in die Scheibe eingesetztem Lüfterring

Die Größe des Kühleffektes durch die Schlitze oder Löcher ist selbst in der Fachwelt umstritten. Zur Verstärkung des wahrscheinlich geringen Effektes werden auch sog. Lüfterblenden innen in die Radscheiben eingesetzt (Bild 12).

Bei Rädern aus separater Felge und Schüssel wird deren Verbindung durch Punkt- oder Nahtschweißung vorgenommen. Zusätzliche Ringsicken bei der Punktschweißung dienen zur mechanischen Verriegelung und damit zu einer erhöhten Sicherheit. Die normale Nietung ist fast vollständig verschwunden, die sog. Näpfchennietung oder nietlose Nietung wurde längere Zeit von einem Räderhersteller angewendet.

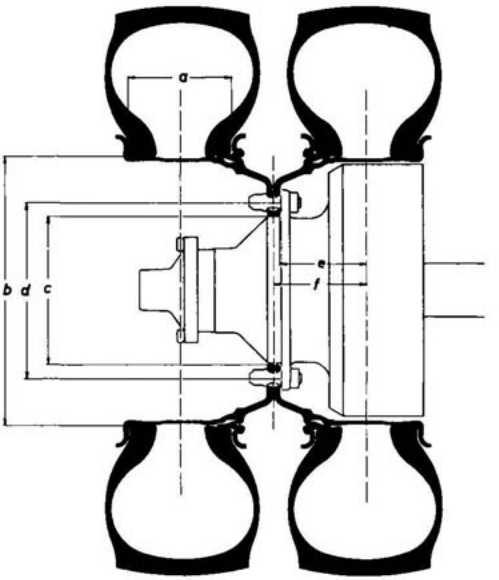
15 Räder für Nutzfahrzeuge

Wie bereits unter 12 erwähnt, beherrscht die Tiefbettfelge das ganze Feld, wo noch eine Reifenmontage ohne Teilung der Felge möglich ist. Das trifft für den Bereich der Transporter und Leicht-Lastkraftwagen zu. Sofern nur Einzelbereifung in Frage kommt, gleicht das Nutzfahrzeugrad im Prinzip dem Personenkraftwagenrad. Es ist entsprechend den höheren Auslastungen nur stärker dimensioniert.

Bei Zwillingsbereifung, einer sehr verbreiteten Anordnung bei der Hinterachse von Motorwagen oder auch bei Anhängern und Aufliegern, muß zwischen den beiden Reifen noch ein ausreichender Abstand vorhanden sein. Die erforderlichen Reifen- und Felgenmittenabstände sind in DIN 7804, Blatt 1 und 3, sowie DIN 7805, Blatt 2, festgelegt. Um diese Mittenabstände bei der Zwillingsmontage zu erreichen, wird die Radscheibe so verformt und mit der Felge verbunden, daß die Anlagefläche im Abstand der sog. Einpreßtiefe (halber Mittenabstand abzüglich Blechdicke der Radscheibe) von der Radmittenebene entfernt liegt. Ein derartiges Beispiel zeigt Bild 13. Gleichartige Konstruktionen sind auch bei Tiefbettfelgen mit 5° Schrägschulter und bei Steilschulterfelgen (Bild 8) üblich.

Bei einzelbereiften Rädern, wie sie vielfach bei Anhängern und Tiefladern vorgesehen sind, wird die Schüssel im allgemeinen in Radmittenebene oder mit kleiner Einpreßtiefe angeordnet. Ein solches Rad ist in Bild 14 dargestellt.

Neben dem Scheibenrad wird bei den schweren Gewichtsklassen der Lastkraftwagen und Omnibusse auch der Stahlguß-Radstern mit der Trilex-Felge verwendet. Dieses bereits unter 12 beschriebene Felgensystem wird durch Klemmplatten und Schrauben auf die Sitz-



a = Felgenmaulweite
b = Felgendurchmesser
c = Mittenloch
d = Lochkreisdurchmesser
e = Einpreßtiefe
f = halber Mittenabstand

Bild 13. Lastkraftwagen-Rad in Zwillingsanordnung

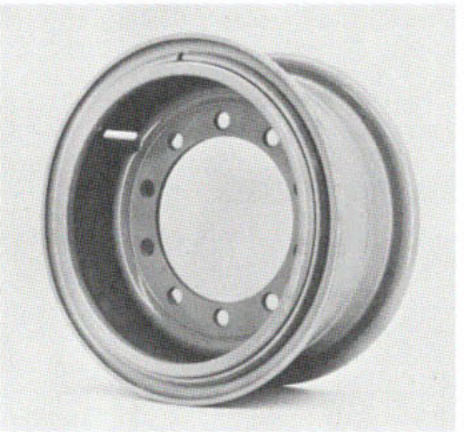


Bild 14. Lastkraftwagen-Rad ohne Einpreßtiefe für Einzelanordnung

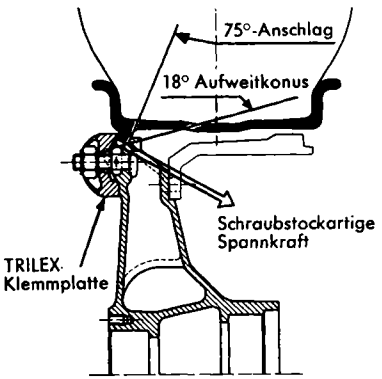
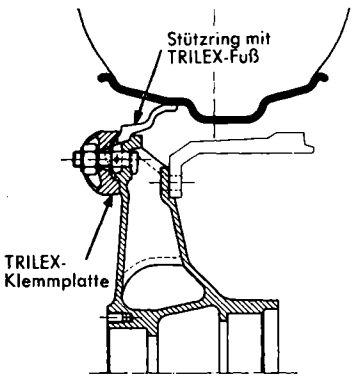


Bild 15.
System des TRILEX-Rades mit TRILEX-Felge (Katalog der Firma Georg Fischer AG)



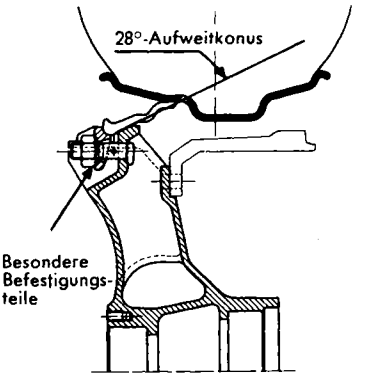


Bild 16. System von TRILEX-Rädern mit Steilschulterfelgen links: gleiche Anschlußverhältnisse wie bei Bild 15 (Katalog der Firma Georg Fischer)

flächen der Radsternarme gespannt (Bild 15). Bei Zwillingsanordnung wird zwischen die beiden Felgen ein Distanzring montiert. Da das Trilex-Felgensystem für schlauchlose Bereifung nicht geeignet ist, wurde für Reifen mit 5°-Schrägschulter die sog. Unilex-Felge entwickelt. Es handelt sich hierbei um eine Ringfelge mit einem symmetrisch angeordneten Doppel-Aufnahmekonus im Bereich der Ringnut. Steilschulterfelgen lassen sich ebenfalls auf Radsterne montieren. Die Verbindung muß allerdings durch an die Felge verschweißte Adapter hergestellt werden. Dieses System zeigt Bild 16.

16 Räder für landwirtschaftliche Fahrzeuge

Räder für landwirtschaftliche Fahrzeuge sind im allgemeinen hohen, schon fast statischen, aber weniger dynamischen Belastungen ausgesetzt. Sie werden deshalb nach anderen festigkeitstechnischen Überlegungen ausgelegt wie Personen- oder Lastkraftwagenräder. Bei etwa gleich hoher statischer Auslastungsfähigkeit bestehen deshalb zwischen dem Lastkraftwagenrad und einem Rad für landwirtschaftlichen Einsatz erhebliche Unterschiede in den Blechdicken.

Der Form und dem Aufbau nach entsprechen sie den oben beschriebenen Scheibenrädern. Durch Wahl bestimmter Einpreßtiefenmaße lassen sich beim Umsetzen der Räder vorgesehene Spurweitenveränderungen erreichen: z. B. die beiden Spurweiten von 1,25 m und 1,50 m mit einer Einpreßtiefe von 58 mm bei einer Schüsseldicke von 9 mm. Acht Spurweiten können bei den sog. Rädern für Vielfachspurverstellung eingestellt werden. Sie bestehen aus einer Felge mit außermittig angeschweißten Befestigungselementen und einer sternförmig ausgebildeten Radschüssel, die beide miteinander verschraubt werden. Die Befestigungselemente sind mit Vorzentrierungen versehen. Zwei mögliche Einstellungen zeigt Bild 17.

Eine weitere Kombinationsmöglichkeit stellen die Wechselfelgen dar. Sie haben bei unterschiedlichen Durchmessern verschieden hohe Befestigungselemente. Somit können sie auf dieselbe Schüssel montiert werden. Solche Wechselmöglichkeiten sind dann interessant, wenn ein Traktor für mehrere Einsatzzwecke gebraucht werden soll, z. B.

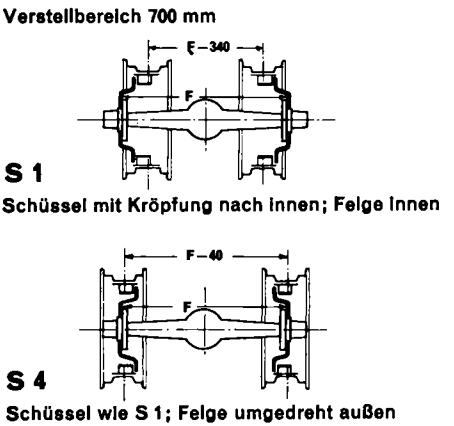


Bild 17. Schema der 8 Einstellmöglichkeiten, gezeigt an 2 Montagezuständen bei 100 mm (etwa 4")Spursprung. Gesamter Bereich von (F−340) mm bis (F+360) mm

für schwere Zugarbeit mit großvolumigen und breiten Reifen (kleiner Felgendurchmesser) oder für leichte Pflegearbeiten mit kleinvolumigen und schmalen Reifen (großer Felgendurchmesser), s. Bild 18.

2 Radbefestigungssysteme

Scheibenräder werden fast ausschließlich mit dem Nabenflansch verschraubt. Schrauben mit Kugel- oder Kegelbundmuttern sind ebenso gebräuchlich wie Kugel- oder Kegelbundschrauben oder — bei Nutzfahrzeugen häufig anzutreffen — Schrauben mit Flachbundmuttern und kugeligem oder kegeligem, geschlitztem Federring.

Die Verschraubung hatte früher neben der Befestigung die zusätzliche Aufgabe der Zentrierung mit zu übernehmen. Heute geht aber die Tendenz in Richtung einer Mitten- oder Nabenbohrungszentrierung. Teilweise laufen auch Konstruktionen mit Bolzen- und Mittenzentrierung, vor allem bei Personenkraftwagenrädern. Bei Rädern für Lastkraftwagen ist aber eine reine Mittenzentrierung mit Spezialmuttern zu erwarten, wobei diese mit einem flachen, federnden Auflageteller verbunden sind, wie es in Bild 19 gezeigt ist (System Neumayer).

Spezielle Befestigungsmuttern sind an französischen Personenkraftwagen zu finden. Hierbei ist die Mutter mit einem schiffchenförmigen Paßstück verbunden, das sich beim Anziehen fest in die entsprechende Schüsselpartie eindrückt. Bei diesem System ist aber nur

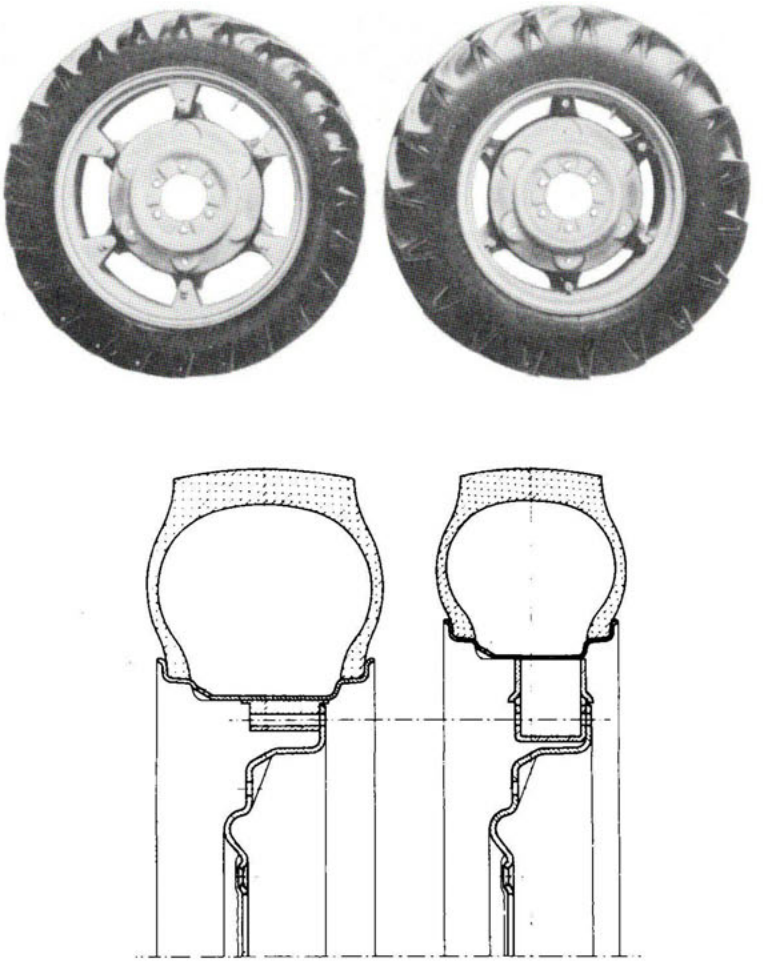


Bild 18. Vielfach-Spurverstellräder für Traktoren mit Wechselfelge

eine relativ schlechte Zentrierung des Rades möglich. Deshalb hat es keine Aussicht sich durchzusetzen.

Bei Rädern, die aus einem Stahlgußstern und einer Felge bestehen, wird die Felge ebenfalls mit Schrauben auf den Armen des Gußkörpers gespannt, wie es bereits in Bild 15 und 16 dargestellt und beschrieben ist.

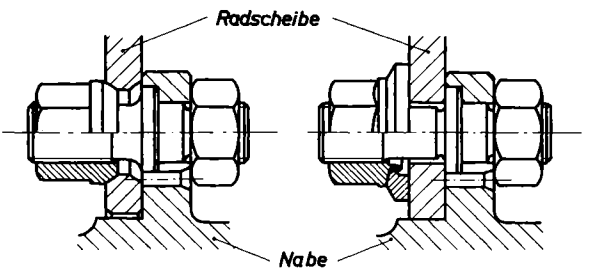


Bild 19. Mittenzentrierung im Vergleich zur Bolzenlochzentrierung. Befestigung bei der Mittenzentrierung: Radmutter mit Druckteller. Befestigung bei der Bolzenlochzentrierung: Kugelbundmutter oder Flachbundmutter mit kugeligem Federring

3 Anforderungen an Maßtoleranzen, Rund- und Planlaufabweichung, Exzentrizität und Unwucht

Größere Serien lassen sich nur wirtschaftlich fertigen, wenn ein bestimmtes Maß an Toleranzen zugelassen wird. Bei der Festlegung der zulässigen Abweichungen müssen erforderlicher Aufwand und erreichbarer Erfolg gegeneinander aufgewogen werden.

Das Rad als Bindeglied zwischen Reifen und Nabe unterliegt einmal Anforderungen, die dem Zusammenpassen der Teile dienen, zum anderen möglichst einwandfreie Laufbedingungen garantieren. Während in der Vergangenheit vornehmlich die Addition von Toleranzen beachtet wurde, geht heute die Tendenz auch den Weg einer möglichst geringen Gesamttoleranz durch einen Ausgleich von Einzeltoleranzen. Hierzu zählt das Matchen von Reifen und Rad, worauf noch eingegangen wird.

Die für den Reifensitz bezüglich Kraftübertragung und Abdichtung (bei schlauchloser Bereifung) und Ventilsitz wichtigen Toleranzen sind in den entsprechenden Normen angegeben; ebenfalls Rad- und Rundlaufabweichungen, die eine Laufunruhe zur Folge haben können. Richtwerte für zulässige Unwuchten finden sich in verschiedenen Normen für Tiefbettfelgen (DIN 7817, 7818 und 7824).

Anschlußmaßtoleranzen sind in DIN 74361 aufgeführt. Sie sind für das Zusammenspiel von Rad und Nabenflansch wichtig. Darüber hinaus beeinflussen noch andere Abweichungen das Gesamtaggregat. Hierzu zählen Unplanitäten der Radscheibenanlageflächen oder Unregelmäßigkeiten in den Anlageebenen selbst. Sie können zum Verzug des Nabenflansches oder sogar der Bremse führen, wenn diese zwischen Nabenflansch und Radscheibe angeordnet ist [2].

Über die genannten Arten von Forderungen hinaus haben sich durch den Leichtbau und die gestiegenen Höchst- und Dauergeschwindig-

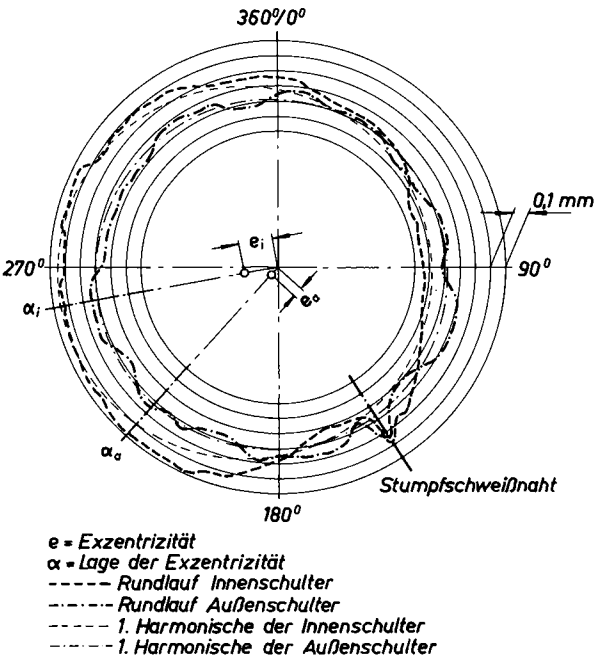


Bild 20. Rundlaufdiagramm von beiden Felgenschultern

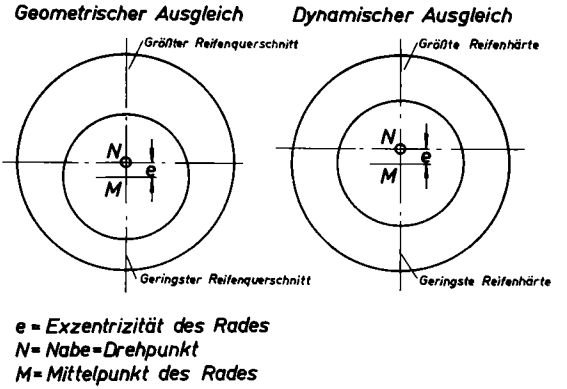


Bild 21. Matchen (Zuordnung von Rad und Reifen). Beim geometrischen Ausgleich wird der höchste Reifenquerschnitt, beim dynamischen Ausgleich die Stelle der größten Reifenhärte (kleinste Einfederung) der Radexzentrizität zugeordnet

keiten der Fahrzeuge sowie die verbesserten Fahrbahnoberflächen völlig neue Gesichtspunkte ergeben. Wurde bisher die Rundlaufabweichung mit einer Exzentrizität (bzw. dem doppelten Wert der Exzentrizität) gleichgesetzt, so setzen sich auf Grund von Analysen [3, 4, 5, 6] heute andere Erkenntnisse durch. Die von der Kreisform durch den Fertigungsablauf bedingten Abweichungen verlaufen ziemlich unregelmäßig (Bild 20). Sie können in Harmonische 1. bis n. Ordnung zerlegt werden. Für die Laufunruhe ist vor allem die 1. Harmonische verantwortlich. Die Harmonischen höherer Ordnung werden vom Reifen infolge der großen Elastizität der Seitenwand „geschluckt".

Der Reifen – ein Großserienprodukt wie das Rad – ist ebenfalls mit Unregelmäßigkeiten behaftet. Sie betreffen die Geometrie und/oder die dynamischen Eigenschaften. Durch entsprechende Zuordnung von Rad und Reifen können die störenden Faktoren teilweise – oder im günstigsten Fall sogar ganz – ausgeglichen werden. Diese Zuordnung, auch Matchen genannt, ist im Prinzip in Bild 21 dargestellt. Beim geometrischen Ausgleich wird der kleinste Reifenquerschnitt, beim dynamischen Ausgleich die Stelle der kleinsten Reifenhärte der Radexzentrizität zugeordnet.

Für die Ermittlung der Exzentrizität sind spezielle Meßmaschinen mit Markiereinrichtung (Bild 22) entwickelt worden [7]. Bei der Konstruktion einer derartigen Meßmaschine gelten folgende Forderungen:

Messung der Rundlaufabweichungen in Abhängigkeit von der Planlaufabweichung auf beiden Felgenschultern,

Laufende Mittelwertbildung der Rundlaufabweichung,

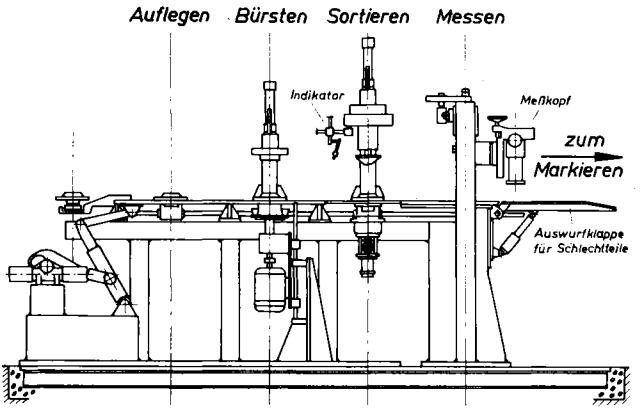


Bild 22. Prinzip einer automatischen Meßmaschine zur Ermittlung der 1. Harmonischen

Analyse und Ermittlung der 1. Harmonischen,
Kennzeichnung der Lage des Maximums der 1. Harmonischen,
Messung der Planlaufabweichungen auf beiden Schulterseiten,
Durchlaufzeit entsprechend der Taktzeit der Fertigungsstraße,
Aussortieren von „gut" und „schlecht",
Automatisches Arbeiten.

Gegenüber einer automatischen Meßmaschine zur Ermittlung der Rund- und Planlaufabweichung bedeuten diese Forderungen nur noch folgenden zusätzlichen Aufwand:

Geber mit elektrischer Übertragung der Rundlaufwerte,
Analogrechner,
Übertragung der errechneten Werte auf einen Servomotor, der das Rad entsprechend der ermittelten Exzentrizitätslage dreht,
Markiervorrichtung.

In der Meßstation wird auf jeder der beiden Felgenschultern die Rund- und Planlaufabweichung gemessen. Es müssen deshalb 2 Meßköpfe (Bild 23) vorgesehen sein. Die elektrischen Signale gelangen als Rechengröße in den Analogrechner. Das Ergebnis der Auswertung erhält der Servomotor der Meßstation zugeführt, wo das Rad auf dem kürzesten Weg so weit vor- oder zurückgedreht wird, daß die Exzentrizitätslage mit der Position der Markiervorrichtung übereinstimmt. Die Blockschaltung der Meß- und Auswertanlage zeigt Bild 24.

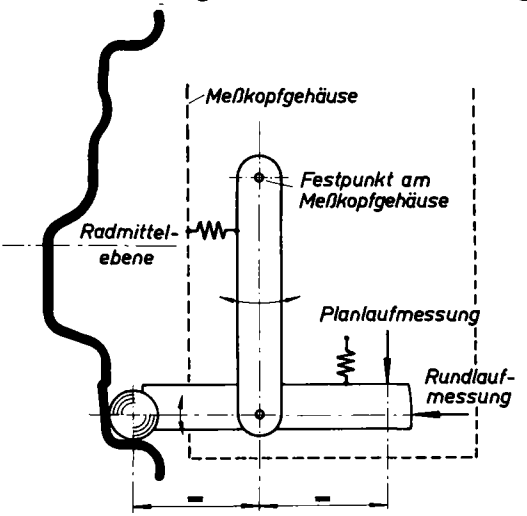


Bild 23. Prinzip des Meßkopfes zur Messung der Rund- und Planlaufabweichung auf einer Felgenschulter

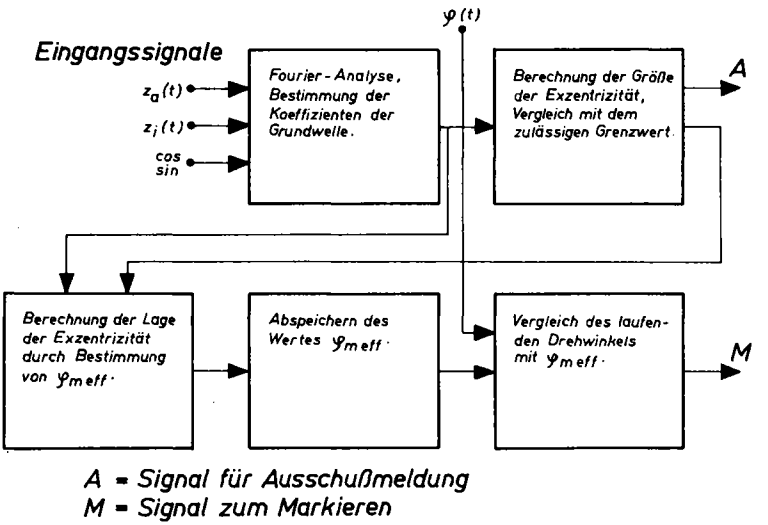


Bild 24. Funktionsweise der Meß- und Auswertanlage zur Bestimmung der 1. Harmonischen und der Lage der Exzentrizität von Innen- und Außenschulter einer Felge

4 Beanspruchungsverhältnisse

Das Rad ist ein Sicherheitsteil. Es soll auch unter härtesten Einsatzbedingungen die Betriebszeit eines Fahrzeuges überleben. Es – trotz dieser Forderung – nicht zu überdimensionieren, heißt, nach dem Prinzip der Wahrscheinlichkeit ein ausgewogenes Maß zu finden, um Festigkeit und Sicherheit mit dem Leichtbaugedanken und Wirtschaftlichkeit in Einklang zu bringen. Wie bei verschiedenen anderen Maschinenelementen führte auch beim Rad der Weg zu einer guten oder sogar optimalen Werkstoffausnutzung von der empirischen zu der heutigen ingenieurmäßigen Behandlung.

Die im Rad und seinen Einzelteilen herrschenden Beanspruchungen sind in drei Gruppen einzuordnen:

Eigenspannungen,

Statische Vorspannungen,

Dynamische Betriebsspannungen.

Die Eigenspannungen sind eine Folge der Verformungen oder Wärmebehandlungen bei der Herstellung. Sie können der Größe und der Art nach je nach Fertigungsverfahren unterschiedlich sein. Gleiche maßliche Konstruktionen und gleiche Materialqualität sind aber noch nicht mit gleicher Lebensdauer identisch.

Eigenspannungen können beispielsweise nach dem Bohrlochverfahren ermittelt werden [8]. Sie sind im allgemeinen von den letzten Verformungsvorgängen oder einer Wärmebehandlung (z. B. bei gegossenen oder geschmiedeten Leichtmetall-Rädern) oder einem thermischen Einfluß durch Schweißen abhängig. Deshalb sollten die Fertigungsverfahren und die Fertigungsabläufe so gelegt werden, daß die

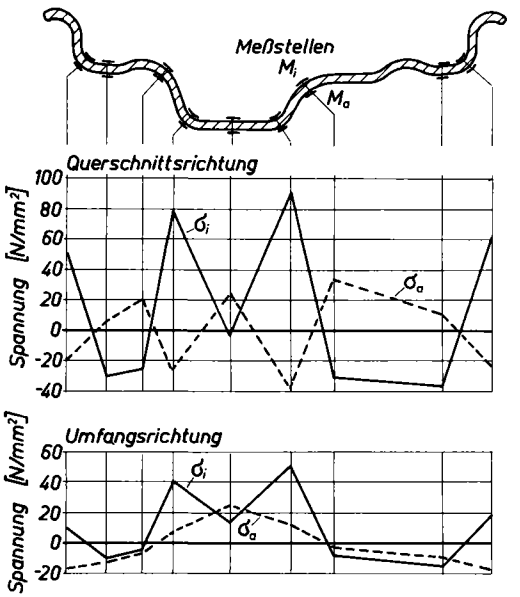


Bild 25. Verteilung der Spannungen in Quer- und Umfangrichtung auf der Außen- und Innenseite einer Tiefbettfelge infolge des Reifenluftdruckes

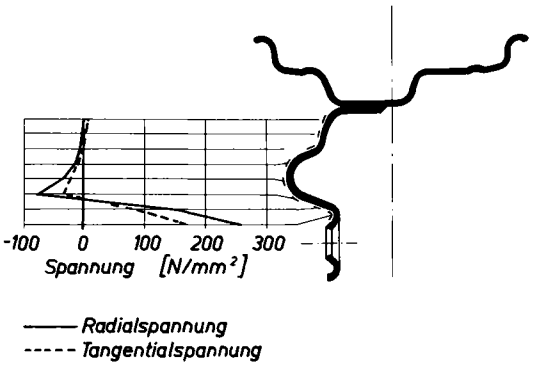


Bild 26. Vorspannung infolge der Befestigung der Radscheibe am Flansch

Überlagerung der Eigenspannungen durch statische Vorspannungen und dynamische Betriebsspannungen optimale Verhältnisse ergeben. Auch zusätzliche Arbeitsgänge, wie Kugelstrahlen oder Drückrollen, können von Vorteil sein.

Statische Vorspannungen entstehen in der Felge beim Montieren und Aufpumpen des Reifens und in der Radscheibe im Bereich der Bolzenlöcher beim Befestigen des Rades am Flansch oder an der Bremstrommel. Für eine Tiefbettfelge und eine stark verformte Radscheibe ist in den Bildern 25 und 26 der Verlauf einer statischen Vorspannung dargestellt.

Die statischen Vorspannungen können über den Umfang sehr unregelmäßig verlaufen, wenn unterschiedliche Anlagebedingungen oder geometrische Abweichungen von der Rotationssymmetrie auftreten.

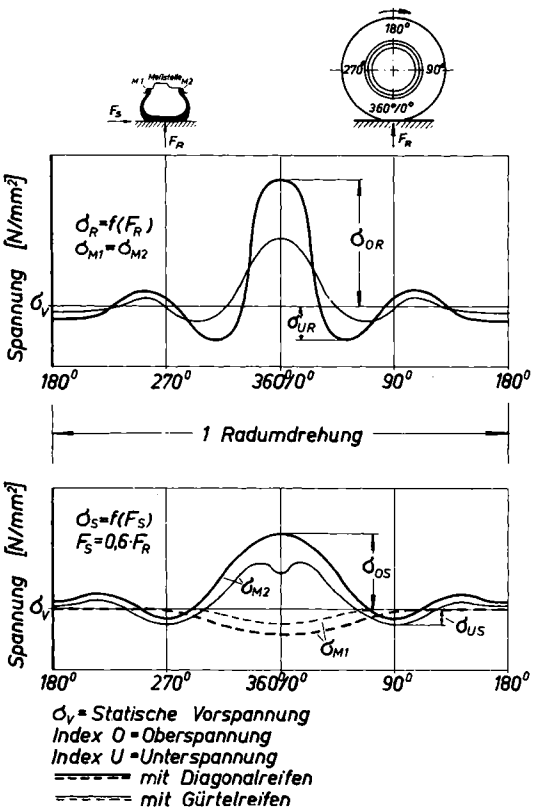


Bild 27. Spannungsablauf an einer Personenwagen-Tiefbettfelge beim langsamen Abrollen unter Radlast (oberes Diagramm) und Seitenkraft (unteres Diagramm)

Dies ist beispielsweise bei ringgeteilten Felgen oder Schlitz- und Rippenscheiben der Fall.

Die dynamischen Betriebsspannungen [9, 10] werden durch

Vertikalkräfte,

Seitenkräfte und

Umfangskräfte

hervorgerufen. Je nach Einsatzart kann der Einfluß einzelner Kräfte mehr oder weniger stark überwiegen. Bei schnellen sportlichen Fahrzeugen werden dies die Seitenkräfte sein, bei spezifisch hoch ausgelasteten Rädern, z. B. an Kombi-Fahrzeugen, dagegen die Vertikalkräfte. Die Umfangskräfte rufen nur sehr geringe Spannungen hervor. Den Spannungsverlauf, der sich beim langsamen Abrollen unter bestimmten konstanten Belastungsverhältnissen ergibt, zeigt für je eine hochbeanspruchte Stelle an der Felge (Bild 27) und an der Radscheibe (Bild 28).

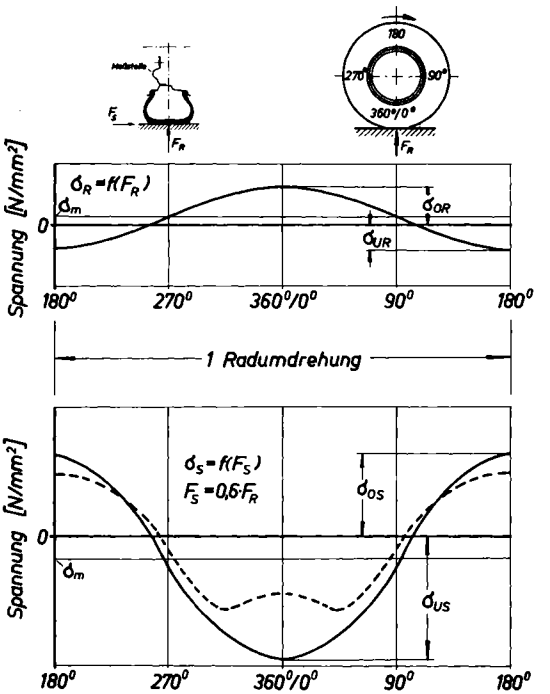


Bild 28. Spannungsablauf an einer Personenwagen-Radscheibe beim langsamen Abrollen unter Radlast (oberes Diagramm) und Seitenkraft (unteres Diagramm). Unter Radlast allein ergibt sich kein darstellbarer, durch die Reifenbauart bedingter Unterschied

Da im Fahrbetrieb aber die Kräfte nicht konstant bleiben, sondern sich unregelmäßig ändern, verlaufen auch die Dehnungs-Zeitfunktionen unregelmäßig (Bild 29). Aus den im Fahrversuch ermittelten Dehnungs-Zeitfunktionen können Belastungskollektive (Bild 30) aufgestellt und diese dann als Grundlage für Prüfstandversuche herangezogen werden. Für reine Vergleiche (z. B. Überwachung der Materialqualität, Fertigungsgenauigkeit usw.) sind Einstufenversuche jedoch genau so aussagefähig und zudem wirtschaftlicher und schneller durchführbar [11].

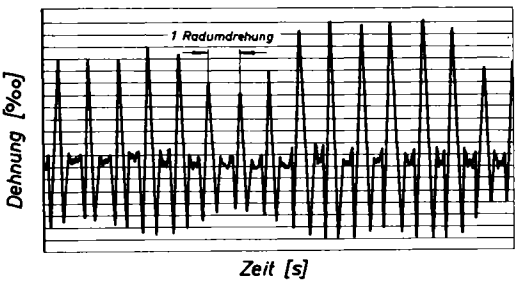


Bild 29. Teilabschnitt eines zeitlichen Dehnungsablaufes im Fahrbetrieb

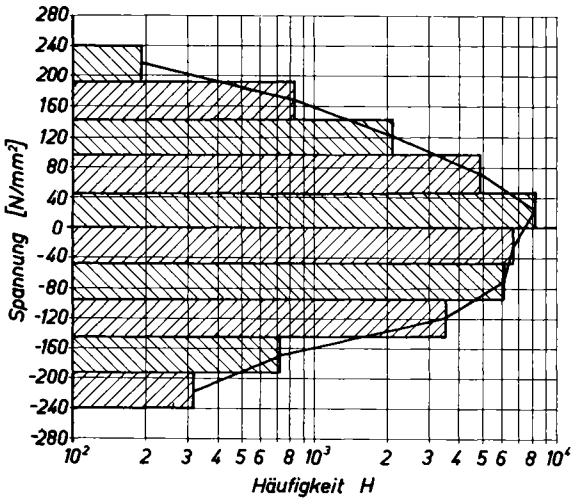


Bild 30. Auf dem Nürburgring aufgenommenes Spannungskollektiv von einer Radscheibe

5 Prüfung von Rädern

51 Allgemeines

Wie aus den Bildern 27 und 28 zu ersehen ist, stimmen die Spannungsverläufe von Felge und Radscheibe nicht nur in ihrer Höhe, sondern auch in ihrer Tendenz nicht überein. Weicht dazu die Anzahl der Haupt- und Nebenmaxima voneinander ab, so ergibt sich auch eine unterschiedliche Überschreitungshäufigkeit im Belastungskollektiv (Bild 30).

Aus der Tatsache, daß für jeden Systempunkt andere Belastungskollektive gelten können, ist die Problematik der Beurteilung von gemessenen Spannungen und der Räderprüfung ersichtlich: Je nach Belastungsart kann der kritische Systempunkt von einer Stelle zu einer anderen wandern. Das besagt, es gibt nicht eine einzige Prüfmethode, die alle Belastungs- und Einsatzfälle erfaßt. Ein hohen Seitenkräften ausgesetztes Sportwagenrad ist anderen Beanspruchungsverhältnissen ausgesetzt wie ein hohen Vertikalkräften unterworfenes Nutzfahrzeugrad. Aus diesen Erwägungen resultieren die verschiedenartigen Prüfstände für Baumusterprüfung und Serienüberwachung.

52 Rollstand

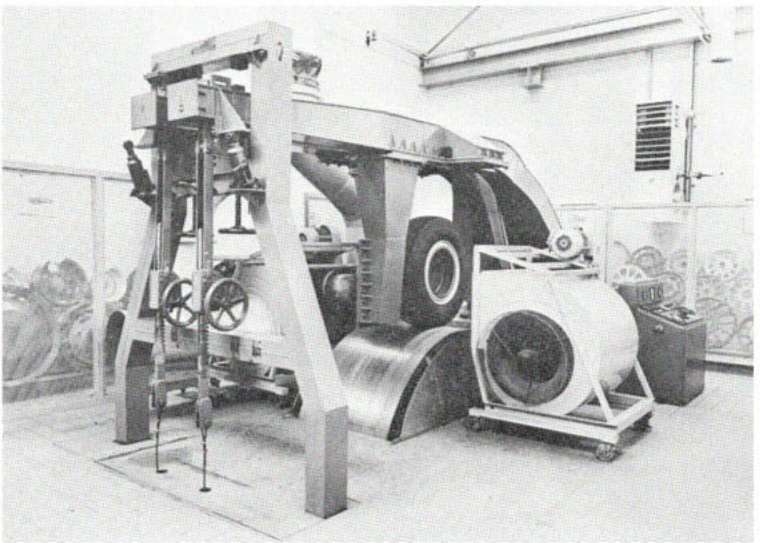


Bild 31. Rollstand für Lastkraftwagenräder. Maximale Belastung: 100 000 N.

Auf einer Lauftrommel (Bild 31), einem Laufband oder auf einem Gegenrad läuft das Prüfrad ab. Es wird mittels Gewicht, Federkraft oder hydraulischer Vorrichtungen gegen die Lauffläche gedrückt. Durch entsprechende Neigung (Sturz) oder Schräglauf läßt sich das gewünschte Verhältnis von Seitenkraft zu Radlast erreichen (wegen des höheren Reifenverschleißes und Energieaufwandes wird vorzugsweise mit Sturz gearbeitet).

Die Prüfkosten sind auf Grund des Reifenverbrauches hoch. Auch die reifenbedingten Maximalgeschwindigkeiten bedeuten lange Prüfzeigen im Bereich der Dauerfestigkeit. Diese Prüfart kann also nicht zur Ermittlung von Wöhlerkurven oder Schadenslinien herangezogen werden und hat deshalb nur einen bedingten Aussagewert.

53 Scheibenprüfstand

Von der Vielzahl von Scheibenprüfständen sollen hier nur die beiden Belastungsprinzipien beschrieben werden, die sich weltweit durchgesetzt haben. Unberücksichtigt bleiben sollen Varianten mit zusätzlichen Belastungsübersetzungen, anderen Anordnungen oder dergleichen, die aber das Schema nicht beeinträchtigen.

Beim gewichtsbelasteten Prüfstand (Bild 32) wird das Rad an der Felge oder am Reifen an einer angetriebenen Planscheibe befestigt.

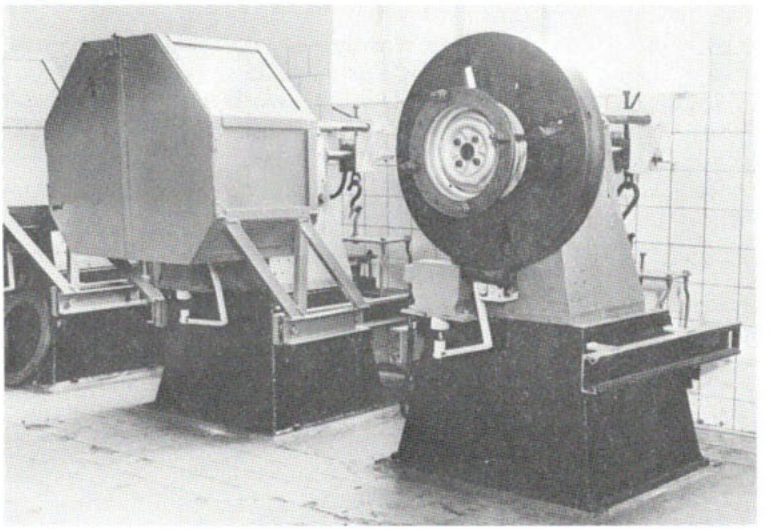


Bild 32. Radscheiben-Prüfstand, gewichtbelastet. Beim rechten Prüfstand ist die Schutzvorrichtung abgenommen

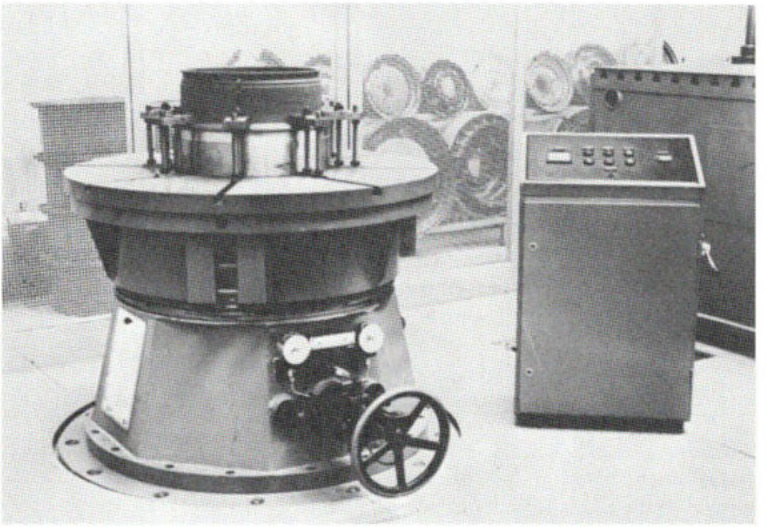


Bild 33. Nach dem Unwuchtprinzip arbeitender Radscheiben-Prüfstand

Am Ende der angeflanschten Welle hängt das Belastungsgewicht. Das Rad wird also durch ein Moment und eine Querkraft beansprucht. Außer der in Bild 32 gezeigten Kompakt-Konstruktion, bei der die Belastungswelle durch eine hohle Antriebswelle hindurchgeführt ist, sind auch solche Maschinen mit frei herausragenden Belastungswellen gebräuchlich.

Im Gegensatz zu dieser Bauart steht beim unwuchtbelasteten Scheibenprüfstand (Bild 33) das Prüfrad still, während die Belastung durch eine rotierende Unwucht erzeugt wird. Auch bei diesem System gibt es verschiedene Varianten:
Nach oben herausragende Belastungswelle mit oben liegendem Antrieb und Unwucht oder Aufnahme der Querkraft durch ein Kugelgelenk usw.

Bei dieser Konstruktion kann mit Drehzahlen im Bereich von 1500–2000 U/min. geprüft werden, während die gewichtsbelasteten Stände bauartbedingt nur mit max. 800 U/min. betrieben werden können. Den Zeitbedarf je Probe in Abhängigkeit von der Prüfstandgeschwindigkeit gibt Tabelle 1 an. Neben der höheren Prüfgeschwindigkeit ist beim Unwuchtstand noch der Vorteil zu sehen, daß sich der Prüfkörper in Ruhestellung befindet. Rißbeginn und Rißfortpflanzung können also gut beobachtet und verfolgt werden.

54 Prüflast

Entgegen dem Zustand am Fahrzeug werden bei der Prüfung äußere Kräfte und Reaktionskräfte vertauscht. Bezogen auf die Mitte der Flanschanlage ergibt sich nach Bild 34 aus der Radlast F_R und der Seitenkraft Fs das Moment

$$M_B = F_R \cdot e + F_s \cdot r_{dyn}. \quad [Nm]$$

mit

e = Einpreßtiefe (Abstand der Flanschanlage von der Radmittenebene) in m

r_{dyn} = dynamischer Reifenrollradius in m (Auf Grund neuerer Bestrebungen soll künftig der aus dem Abrollumfang ermittelte Radius eingesetzt werden).

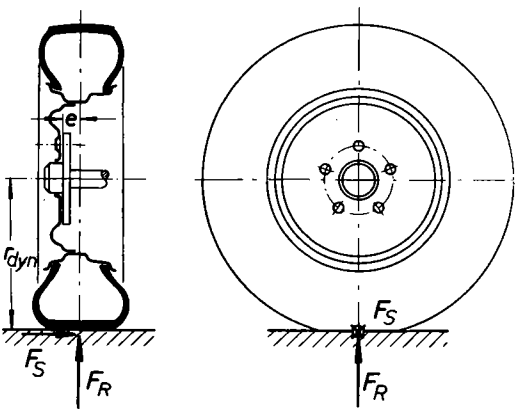


Bild 34. Kräfte am Rad

Das Moment aus Seitenkraft und Reifenrollradius beansprucht die Radscheibe am stärksten. Deshalb wird vielfach nur dieses Glied der Gleichung als Bezugsmoment für die Prüfbelastung zugrundegelegt. Das international gebräuchlichste Bezugsmoment ist das aus dem Grenzfall des einseitigen Abhebens ermittelte. Hierbei wird angenommen, ein Fahrzeug durchfahre eine Kurve mit einer Geschwindigkeit, bei der es gerade auf der kurveninneren Seite abhebt. Das maximale, auf Flanschmitte bezogene Moment ergibt sich somit zu

$$M_{Bmax} = 2 (F_R \cdot e + F_s \cdot r_{dyn}) \quad [Nm]$$

Hierbei wird die Einschränkung gemacht, daß die Rad- und Achslastverteilung sich nicht ändert. Für den Grenzfall

$$F_s = \mu \cdot F_R$$

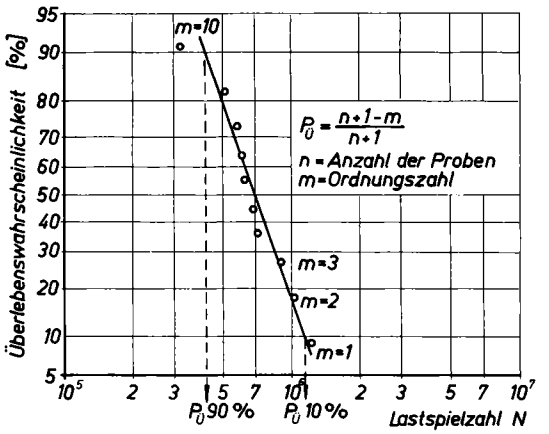


Bild 35. Überlebenswahrscheinlichkeit Pü einer normalverteilten Stichprobe

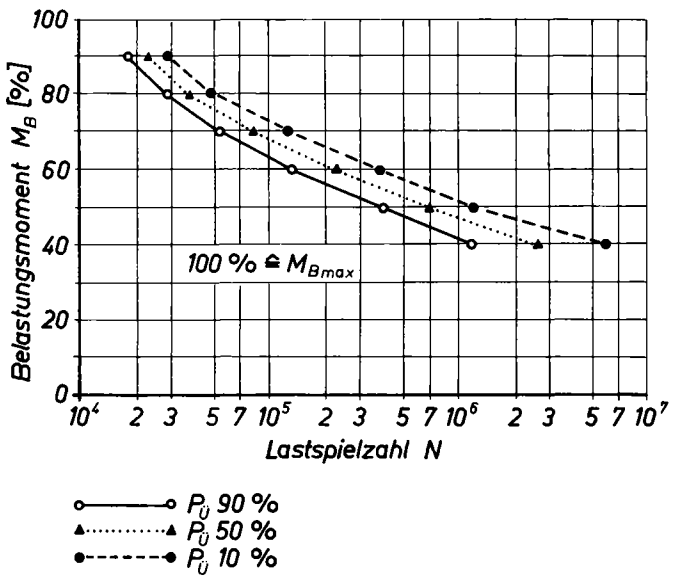


Bild 36. Wöhlerfeld mit Überlebenswahrscheinlichkeiten Pü als Parameter von normalverteilten Stichproben

gilt

$$M_{Bmax} = 2 \cdot F_R \, (e + \mu \cdot r_{dyn}) \qquad [Nm].$$

Vorzugsweise wird μ mit 0,9 oder 1,0 angenommen. Für die jeweiligen Lasthorizonte beim Prüfen wird dann ein bestimmter Prozentsatz von M_{Bmax} angesetzt. Die Lasthorizonte sind so zu wählen, daß zwischen der Dauerfestigkeit und der Streckgrenze ein oder zwei weitere Bereiche erfaßt werden.

Die Auswertung der Versuchsergebnisse erfolgt zweckmäßigerweise in Form eines Wöhlerfeldes mit den Überlebens- oder Ausfallwahrscheinlichkeiten als Parameter. Ein Beispiel zeigen die Bilder 35 und 36.

Tabelle 1:

	Zeitbedarf bei U/min			
Lastspiele	300	600	1200	2000
30000	1 h 40 min	50 min	25 min	15 min
90000	5 h	2 h 30 min	1 h 15 min	45 min
500000	1 Tag 4 h	13 h 53 min	6 h 56 min	4 h 10 min
2500000	5 Tage 19 h	2 Tage 21 1/2 h	1 Tag 11 h	20 h 50 min
10000000	23 Tage 3 h	11 Tage 14 h	5 Tage 19 h	3 Tage 10 1/2 h

Literatur

[1] Brinkmann, H., Felgennormung, Montage und Wartung. Die Gummibereifung 11 (1964).

[2] Lüders, A., Herbst, K., Brinkmann, H., Beeinflussung der Rundlaufeigenschaften von Bremstrommeln unter besonderer Berücksichtigung der Radscheibenunebenheit. Automobil-Industrie 1 (1973), S. 67–77.

[3] Lüders, A., Hofmann, O., Brinkmann, H., Über den Rundlauf von Fahrzeugrädern. Automobil-Industrie 2 (1970), S. 93–100.

[4] Krämer, L., Ohms, K.-P., Einfluß der Kraftfahrzeugräder auf das Fahrverhalten. Werkstatt und Betrieb (1970), S. 183–188.

[5] Anderson, M. G., Tire Uniformity. SAE-Druck 322 B, (1961).

[6] Lüders, A., Hofmann, O., Brinkmann, H., Beitrag zum Problem der Laufunruhe von Fahrzeugrädern. ATZ 73 (1971), S. 1–8.

[7] Lüders, A., Herbst, K., Brinkmann, H., Automatisches Messen geometrischer Abweichungen bei Pkw-Rädern. Werkstatt und Betrieb (1972), S. 823–827.

[8] Lüders, A., Herbst, K., Brinkmann, H., Zur Beurteilung der Lebensdauer des Fahrzeugrades – ein dynamisch beanspruchtes Sicherheitsteil. ATZ 74 (1972), S. 23–29.
[9] Svenson, O., Betriebsbeanspruchung von Radfelgen. ATZ 67 (1965), S. 245–250.
[10] Grubisic, V., Verfahren zur optimalen Bemessung von Fahrzeugrädern. Diss., TH München (1970), u. Bericht Nr. FB-86, Teil I u. II. Laboratorium für Betriebsfestigkeit, Darmstadt 1970.
[11] Lüders, A., Hofmann, O., Gieseler, R., Betriebsbeanspruchung und Prüfung von Radscheiben. ATZ 71 (1969), S. 379–385, S. 438–446.

2.12 Reifen

Heinrich Meyer

1 Reifengruppen
2 Konstruktive und materialtechnische Merkmale
3 Reifenkenngrößen
4 Gebrauchseigenschaften
41 Allgemeines
42 Fahrkomfort
43 Lenkverhalten
44 Fahrstabilität
45 Fahrsicherheit
46 Haltbarkeit
47 Wirtschaftlichkeit
5 Rückwirkungen auf die Fahrbahn
6 Reifenuntersuchung

1 Reifengruppen

Die Reifen stellen das Bindeglied zwischen Kraftfahrzeug und Fahrbahn für unterschiedlichste Fahrzeugarten, -größen und Einsatzbedingungen dar. Dies führte zur Entwicklung entsprechender Reifengruppen, für die Bild 1 einen Überblick nach dem gegenwärtigen Stand gibt.

Da der Gesetzgeber oberhalb von 25 km/h (bei ungefederten Treibrädern oberhalb 16 km/h) Luftreifen vorschreibt, handelt es sich mit Ausnahme der Reifengruppe Nr. 8 um Luftreifen. Die *Konstruktionsart* Radialreifen = Gürtelreifen hat sich bei den Gruppen 2, 3 und 4 durchgesetzt und überwiegt gegenüber den Diagonalreifen.

Bei den Gruppen 5 und 6 steigt der Radialreifenanteil an. Nur in der Gruppe 1, Zweiradreifen, hat die Radialbauart bisher keinen Eingang gefunden. Über die technischen Inhalte der Reifenbauarten wird an anderer Stelle berichtet.

Das sog. *H/B-Verhältnis* (Reifenquerschnitts-Höhe/Breite) war immer schon ein wichtiger Gesichtspunkt für die Reifenauslegung. Es wurde im Laufe der letzten Jahre unter Ausnutzung der Radialkonstruktion insbesondere bei den Reifengruppen 2, 3 und 4 verstärkt zu niedrigen Werten ausgeweitet. Der extrem niedrige Wert 0,3 wird für Rennreifen angewendet [34]. Die Ausbildung der *Felge sowie deren Durchmesser* spielen insbesondere für die Differenzierung der Reifengruppen 3 und 4 eine wichtige Rolle (s. a. 2.11 Räder 12 u. 15). Hier beginnen sich die ungeteilten Steilschulterfelgen (für Schlauchlosreifen) mit 17,5 bzw. 22,5 Zoll Durchmesser immer mehr durchzusetzen gegenüber den geteilten Schrägschulterfelgen. Die zur Verfügung stehenden Durchmesserbereiche für Felgen, deren Stufungen in ganzen Zoll erfolgen, sind ebenfalls in Bild 1 angegeben. Auf die Zuordnung von Reifendurchmesser, -breite und -tragfähigkeit mußte hier verzichtet werden. Es wird empfohlen, auf die jeweiligen „Technischen Ratgeber für Fahrzeugreifen" der Reifenfirmen zurückzugreifen, wenn es um die Auswahl und die Verfügbarkeit bestimmter Reifengrößen und

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

Reifengruppe Nr.	Bezeichnung		Konstruktionsart Radial H/B in %	Diagonal	Zugehörige Felge Flachbett	Tiefbett mit Schulter 5°	15°	Durchmesser in Zoll	Höchstgeschwindigkeit[1] Kennzeichen am Reifen	zulässig km/h	DIN-Nr. bzw. (WdK-Leitlinie)
1	Zweirad	Mopeds		100		×		16. . .19	Moped	50	7801
		Kleinkrafträder							–	100	7801
		Krafträder		80. . .100				16. . .21	–/S/H	150/180/210	7802 u. (119)
		Motorroller		95	×	×		8. . .12	–	100 bei NT	7810
2	Pkw, Kombi und Wohnwagen		70[4]						SR M+S/SR	160/180	7803/4
			82. . .95			×		10. . .15	HR/VR	210/>210	7803/3
				82. . .95[5]					–/S/H V	150/175/200[6] >200	7803/1 und 2
3	Leichtlastkraft-[2] wagen				×	×		12. . .15	C	120 bzw. 130 bei NT	(132/2)
			82. . .95				×	17,5			(143)
				95	×	×		13. . .20			7804/1 u. 3
4	Lastkraftwagen[2][3]	Lkw, Bus und Anhänger	80. . .100		×			16. . .20	–	100 bzw. 120 bei NT	7805/3 (135/2)
			etwa 85				×	17,5; 19,5; 22,5			(143)
			70					22,5;			(135/3)
				95. . .100	×			16. . .24	–	80. . .100 bei NT	7805/1
		Mehrzweckreifen	80		×	×		20. . .24	MPT oder	80 bei NT	7793/1 u. 2
				80				18. . .24	extra Special		(182/1 u. 2)
5	Landwirtschaft	Treibrad	80. . .90			×		24. . .38	AS	30 bei NT	7807
				80. . .90							
		Lenkrad		90. . .100				15. . .20	AS-Front		7808/1 u. 2
		Arbeitsmaschinen und Anhänger		50. . .100				4. . .20	Implement	30	7813
6	Erdbewegungsmaschinen		80. . .100					25. . .51	–	65 bei NT	(197/1 u. 2)
		EM		65. . .100	×			20. . .35	–	50 bei NT	7798/1 u. 2 (146/1 u. 2)
		Tractor-Grader		80. . .100				24. . .30	–	40 bei NT	7799
		Sand		50. . .95	×	×		15. . .20	–	50 bei NT	(145)
7	Industrie	(Flurförder-		70. . .100	×			4. . .15	–	50 bei NT	7811/1 u. 2
8	Vollreifen	fahrzeuge)	–	–	×			. . .800 mm	–	16 bei NT	7845

Bild 1. Reifengruppen für Kraftfahrzeuge

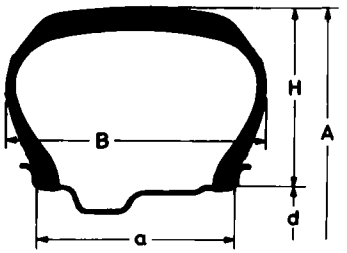


Bild 2. Genormte Merkmale von Reifen

Bezeichnung	*Beispiel*
$B/\frac{H}{B} \cdot 100$ * Bauart* d	155/70 SR 13 $\frac{\text{LI } 72}{\text{SI S}}$
Felge	
Durchmesser d	13" = 329 mm
Maulweite a = 0,75 · B	a = 108,5 mm ≙ 4,27" (theor.)
a = 0,7 · B	a = 114,3 mm ≙ 4,5 " (Norm)
Abmessungen	
Breite B	155 mm (auf theor. Felge) 156 mm (Norm)
Durchmesser	
$A = d + 2\left(\frac{H}{B} \cdot B\right)$	547 mm (theor.) 550 mm (Norm)
Tragfähigkeit	
Load Index LI	72 ≙ 355 kg
Geschwindigkeit	
Speed Index SI	S ≙ 180 km/h

-ausführungen geht. Die *zulässige Höchstgeschwindigkeit* ist für die meisten Reifengruppen ebenfalls nach wie vor ein wichtiges Unterscheidungsmerkmal. Die vorgenannten Ordnungsgesichtspunkte haben

---

[1] Höchstgeschwindigkeiten, die für die Normtragfähigkeit (NT = 100%) angegeben sind, dürfen bei einer niedrigeren Auslastung überschritten werden.

[2] Es werden jeweils besonders gut geeignete Reifenausführungen für den Einsatz im Fernverkehr oder Nah- einschließlich Linienverkehr sowie an den unterschiedlichen Achsen (VA, MA, HA) empfohlen.

[3] Für Nachläuferachsen besondere Reifenempfehlung.

[4] Für sportliche Fahrzeuge kommen z. T. auch Reifenquerschnittverhältnisse H/B unter 70% zum Einsatz bis hin zu 50%.

[5] Für Rennwagen kommen H/B-Verhältnisse bis zu 30% zum Einsatz.

[6] Für Reifengrößen ≧ 13" Felgendurchmesser.

ihren Niederschlag in entsprechenden *DIN-Blättern* sowie Leitlinien des „Wirtschaftverbandes der Kautschukindustrie" (WdK) gefunden, die im Bild 1 den Reifengruppen zugeordnet sind. Ein Beispiel für genormte Merkmale zeigt Bild 2. Für die Tragfähigkeit und die Geschwindigkeit sind internationale Bezeichnungen angegeben, die über eine Zusammenarbeit der europäischen Normungsorganisation ETRTO mit der US-amerikanischen Normungsorganisation durch die ISO, TC 31, weltweit vereinheitlicht werden sollen.

Darüber hinaus ist eine Differenzierung der Reifengruppen nach *fahrbahnbedingten Einsatzschwerpunkten* unerläßlich:

Bei den Reifengruppen 2 bis 4 gibt es neben den sog. Sommerreifen, die als Radialreifen ebenfalls mehr oder weniger wintertauglich sein können, auch spezielle Winterreifen. Insbesondere bei den Gruppen 3 und 4 kommen Geländereifen hinzu, entweder reine off the road-Reifen oder für gemischten Einsatz on/off the road-Reifen. Bei den Gruppen 5 und 6 liegt der Schwerpunkt naturgemäß bei Einsätzen abseits üblicher Verkehrswege. Hierfür stehen je nach besonderem Verwendungszweck eine ganze Reihe von speziellen Reifenausführungen zur Verfügung.

Bild 3 zeigt moderne Ausführungsbeispiele für Pkw- und Lkw-Radialreifen.

Für alle Reifengruppen gilt grundsätzlich das gleiche Anforderungsschema der Entwicklungsziele (Bild 4).

Bild 4. Entwicklungsziele für Reifen

Fahrkomfort	Federungskomfort Geräuschkomfort Laufruhe
Lenkverhalten	Lenkkraft Lenkpräzision[1])
Fahrstabilität	Geradeausstabilität[1]) Kurvenstabilität[1])
Fahrsicherheit	Reifensitz auf der Felge Kraftschluß[1])
Haltbarkeit	Strukturelle Dauerhaltbarkeit Geschwindigkeitstüchtigkeit Platzdruck Durchschlagfestigkeit
Wirtschaftlichkeit	Lebenserwartung Rollwiderstand

[1]) Hauptkriterien für winterliche Fahrbahnen

Bild 3. Ausführungsbeispiele für Pkw- und Lkw-Radialreifen

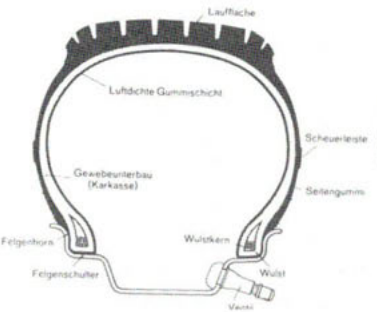
Natürlich unterscheiden sich die Prioritäten zwischen den Gruppen und Untergruppen wesentlich, und einzelne Kriterien können völlig bedeutungslos sein. Für die Erreichung der Entwicklungsziele in den einzelnen Reifengruppen wird eine große Palette differenzierter, konstruktiver material- und fertigungstechnischer Maßnahmen eingesetzt, die häufig mehr oder weniger gleich- oder gegensinnig für bestimmte Gebrauchseigenschaften korrelieren. Durch ihr Zusammenwirken werden die auf die Entwicklungsziele hin optimierten Gebrauchseigenschaften bestimmt; letztlich erst im Zusammenwirken mit dem jeweiligen speziellen Kraftfahrzeugtyp.

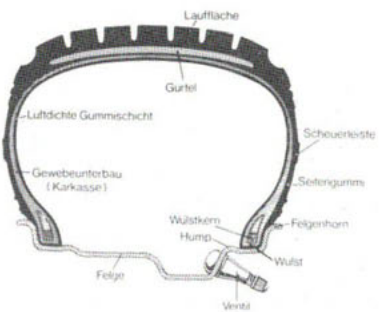
2 Konstruktive und materialtechnische Merkmale

Um zu zeigen, wie vielfältig sich schon die erste Verzweigungsebene der beiden angesprochenen Merkmale darstellt, sind in Bild 5 die jeweiligen Einflußbereiche und zugehörige Variationsmöglichkeiten angegeben. Daraus ist abzuleiten, daß z. B. mit einer speziellen Werkstoffauswahl, wie Festigkeitsträger-Art „Stahl", allein weder alle Gebrauchseigenschaften des Reifens günstig beeinflußt werden können, noch der Reifen durch den Begriff „Stahl" in seiner Eigenart hinreichend definiert ist. Für den Reifen müssen Konstruktion des Stahlkordes sowie Menge und Anordnung speziell festgelegt werden. Ferner sind eine Reihe von zweckmäßigen Auswahlen in den untergeordneten Verzweigungsebenen bezüglich des Stahlkordes selbst zu treffen, wie Dicke, Schlaglänge, Drehrichtung und die Oberflächenbeschaffenheit. Darüber hinaus ist eine Fülle von flankierenden Maßnahmen für die anderen Einflußbereiche erforderlich. Da unterschiedliche Reifenfabrikate schon in der ersten Verzweigungsebene, z. B. im Profil, Unterschiede aufweisen, sind auch zumindest einige der Gebrauchseigenschaften der Reifen unterschiedlich. Diese Zusammenhänge zeigen, daß es nicht zulässig ist, quantifizierte Gebrauchseigenschaften für einen bestimmten Reifen eines Reifenherstellers zu ermitteln und die Ergebnisse auf einen anderen oder alle Reifen dieser Gruppe, z. B. „Radialreifen", zu übertragen, was häufig übersehen wird.

Bild 5. Konstruktive und materialtechnische Merkmale für die Reifenentwicklung

Einflußbereich	Variationsmöglichkeit
Kontur	Laufflächenbreite und -krümmung Seitenwand Wulst Karkasse
Profil der Lauffläche	Negativanteil Profiltiefe Charakter
Gummi der unterschiedl. Bauteile	Kautschuktyp Füllstofftyp (Verstärker) Vernetzungssystem
Festigkeitsträger (Karkasse, Wulst, Gürtel)	Art Konstruktion Menge Anordnung





Diagonal Konstruktionsart Radial

Die wesentlichen angewendeten *Konstruktionsarten* sind nach Bild 1 die *Diagonal- und die Radialbauart* (Bild 5). Das Kernstück des Diagonalreifens ist der Gewebeunterbau, Karkasse genannt. Er wird aus 2 oder mehr Lagen gummierten Festigkeitsträgergewebes aufgebaut. Die „diagonal" zur Lauffläche verlaufenden Korde einer jeden Lage – daher der Name Diagonalreifen – kreuzen sich mit denen der benachbarten unter einem bestimmten Winkel. Die Möglichkeiten, durch Änderung der Karkaßgestaltung die Gebrauchseigen-

schaften günstig zu beinflussen, sind sehr begrenzt. Hier bietet der Radialreifen weitaus mehr Möglichkeiten, weil er 2 Hauptbaugruppen hat: Seine Karkaßfäden verlaufen auf kürzestem Wege „radial" von Wulst zu Wulst und bilden die relativ dünne Karkasse, die von einem stabilisierenden Gürtel umschlossen wird. Dadurch ergeben sich mehr Freiheitsgrade für die Optimierung der Gebrauchseigenschaften, was zu einer Überlegenheit gegenüber dem Diagonalreifen führt. Natürlich ist die Radialbauart wegen des größeren Herstellungsaufwandes teurer als die herkömmliche Diagonalbauart. Detailliertere Informationen können [11] und [14] entnommen werden. Eine Zwischenlösung stellen die hauptsächlich in den USA verwendeten *„bias belted"-Reifen* dar. Bei dieser Konstruktion wurde um eine Diagonalkarkasse noch ein Gürtel gelegt. Die Konstruktion ist als Übergangslösung zu betrachten, weil sie in der Summe der Gebrauchseigenschaften für den US-Markt besser ist als der Diagonalreifen und auf den vorhandenen Diagonalreifen-Fertigungsmaschinen hergestellt werden kann. Die Gebrauchseigenschaften eines optimierten Radialreifens werden jedoch keinesfalls erreicht, hierzu [38]. Welche neuen konstruktiven Reifenauslegungen in absehbarer Zeit in die Serienfertigung eingeführt werden können infolge der Anwendung des Gießverfahrens für die Reifenfertigung, ist noch nicht abzusehen [2]. Mindestvoraussetzung für eine serienmäßige Herstellung unter Einsatz neuer Konstruktionen, Materialien und Fertigungsverfahren ist für Reifengruppen, in denen schon Gürtelreifen im Einsatz sind, daß die Gebrauchseigenschaften eines guten Gürtelreifens europäischen Entwicklungsstandards zumindest erreicht werden. Unter diesem Aspekt ist auch die *Anwendung neuer Materialien* zu sehen:

Bei den Festigkeitsträgern sind neben den nach wie vor häufig verwendeten Werkstoffen Rayon, Nylon und Stahl auch in geringerem Umfange seit einigen Jahren Polyester und Glas im Einsatz. Stark im Gespräch ist „Aramid", ein Werkstoff mit hoher Festigkeit und geringer Dehnung, nahezu dem Stahl entsprechend. Für die Gürtel der Reifengruppe 2, Pkw. usw., findet vorzugsweise Stahl Verwendung. Für die Karkassen werden bevorzugt Nylon und Rayon eingesetzt. Für die Nutzfahrzeug- und EM-Reifengruppen 3, 4 und 6 wird bei Gürtelreifen in immer stärker werdendem Umfang der Stahl nicht nur als Gürtel, sondern auch als Karkaßmaterial eingesetzt im sog. Ganzstahlreifen. Bei der Reifengruppe 5, Landwirtschaft, wird für den Gürtel und die Karkasse ausschließlich Rayon verwendet. Detaillierte Informationen über Festigkeitsträger können [12] und [65] entnommen werden. Eine umfassende Literaturschau stellt [74] dar.

Die Mischungen für die Elastomeren werden von jedem Reifenhersteller selbst entwickelt. Einen Einblick gibt [20] und [52]. Als Beispiel für die Bedeutung solcher Entwicklungen sei die Schaffung einer neuen,

spikelosen Winterreifengeneration, initiiert durch den Continental-Contact-Reifen, genannt (Bild 3).

Als *Sonderentwicklungen* parallel zu den angesprochenen Reifengruppen sind sog. „pannensichere" Reifen sowie Reifen mit Notlaufeigenschaften anzusehen. Hier kommen Schaumstoffüllungen bzw. Mehrkammer-Reifen oder mechanische Abstützungen mit Schmierstoffen kombiniert zum Einsatz, die bei eintretender Reifenbeschädigung wirksam werden. Eine andere Richtung stellt der raumsparende Reservereifen dar, dessen konstruktive Auslegung vom schmalen Vollgummirad bis zum einfaltbaren Diagonalreifen reicht, wie er von der Firma Goodyear hergestellt wird.

In [75] ist die gleichzeitige und zum Teil gegenläufige *Beeinflussung von mehreren Gebrauchseigenschaften* durch nur eine konstruktive Maßnahme anhand von Beispielen dargestellt. Diese schon 1967 erschienene Darstellung ist bis auf die inzwischen bei den Radialreifen erzielten Komfortverbesserungen und günstigeren Aquaplaningeigenschaften mit Hilfe spezieller konstruktiver Maßnahmen nach wie vor gültig.

3 Reifenkenngrößen

Diese Größen stellen eine notwendige Voraussetzung für den Einsatz des Reifens zum Teil aufgrund von behördlichen Vorschriften dar. Es werden durch ihre Auslegung und Tolerierung jedoch auch wesentliche Voraussetzungen für gute Gebrauchseigenschaften geschaffen, wie z. B. durch die Gestalt des Reifenquerschnittes und die äußeren statischen Abmessungen. Für den Reifenbenutzer sind folgende Kenngrößen von Interesse:

Ausführung mit Schlauch oder schlauchlos, zulässige Höchstgeschwindigkeit, Montierbarkeit, dynamischer Abrollumfang, Freigängigkeit am Fahrzeug.

Gelegentlich werden auch Meßgrößen unter der Bezeichnung Reifenkenngrößen geführt, die Komponenten für die eigentlichen Gebrauchseigenschaften darstellen, wie z. B. die Reifendämpfung für den Fahrkomfort. Diese werden im folgenden bei den jeweiligen Gebrauchseigenschaften mit angesprochen.

4 Gebrauchseigenschaften

41 Allgemeines

Gebrauchseigenschaften von Reifen im engeren Sinne müssen im Versuch am Fahrzeug auf üblichen Fahrbahnen mit echten Beanspruchungskollektiven ermittelt werden. Vereinfachte Versuche, wie

Prüfstandsversuche, die z. B. mit veränderten Kollektiven unter Benutzung eines Fahrzeuges oder nur eines einzelnen Reifens durchgeführt wurden, geben keine quantitative Aussage über die tatsächlichen Gebrauchseigenschaften, da wesentliche Teile des Gesamtbeanspruchungssystems – Fahrer – Fahrzeug – Fahrbahn – Witterung – fehlen bzw. verändert wurden. Sie werden als Entwicklungsversuche bezeichnet. Bei diesen sind die Ergebnisse nur qualitativ verwertbar in Verbindung mit anderen, gleichwertigen Ergebnissen und mit Erfahrung über die Korrelation zu den echten Gebrauchseigenschaften in ähnlichen Fällen.

Wegen des häufig unvertretbar großen technischen, finanziellen und zeitlichen Aufwandes, den die Ermittlung echter Gebrauchseigenschaften erfordert, muß bei der Beschreibung des erzielten technischen Fortschrittes im folgenden immer wieder auf die Ergebnisse von Entwicklungsversuchen zurückgegriffen werden, deren eingeschränkte Aussagekraft jedoch vom Leser gesehen werden muß.

Vergleichende Beurteilungen der Gebrauchseigenschaften von Reifen in der Auto-Fachpresse werden in steigendem Maße unter Verwendung von Meßwerten durchgeführt und in Form von Rangfolgen niedergelegt. Um die Fortschritte in der Reifenentwicklung richtig zu interpretieren, ist es notwendig, mit Hilfe von statistischen Methoden sicherzustellen, daß nur solche Unterschiede zwischen zwei Reifentypen bewertet werden, die mit hoher Wahrscheinlichkeit (95% Vertrauensbereich) auch gesichert sind [55]. Ein Unterschied in den Mittelwerten allein ist nicht aussagekräftig und kann zu völlig falschen Schlüssen führen.

42 Fahrkomfort

Der von den Fahrzeuginsassen deutlich empfundene mechanische *Federungskomfort* entzieht sich noch einer detaillierten, objektiven Beurteilung, wie sie für Reifenbeurteilungen erforderlich ist. Es konnte lediglich bestätigt werden, wie schon von [47] ausgeführt, daß der vertikalen Beschleunigung besondere Bedeutung im Frequenzbereich von 0,5 – 8 Hz eingeräumt werden muß. Auf grundsätzliche Schwierigkeiten bei der Normierung von Spektraldichten für charakteristische Fahrbahnunebenheiten wird hingewiesen [72]. Über die Schwierigkeiten hinsichtlich der Optimierung des Fahrkomforts eines Pkw unter Berücksichtigung der Fahrsicherheit (dynamische Radlastschwankungen) berichtet [10]. Hierbei wird für den Fahrkomfort die Aufbaubeschleunigung als Bewertungsmaßstab herangezogen.

Eingehende Untersuchungen wurden am Pkw-Einzelreifen über die dynamische Reifenhärte und Reifendämpfung von [33] und [45] durchgeführt. Als Beispiel für die Abhängigkeit dieser Größen von

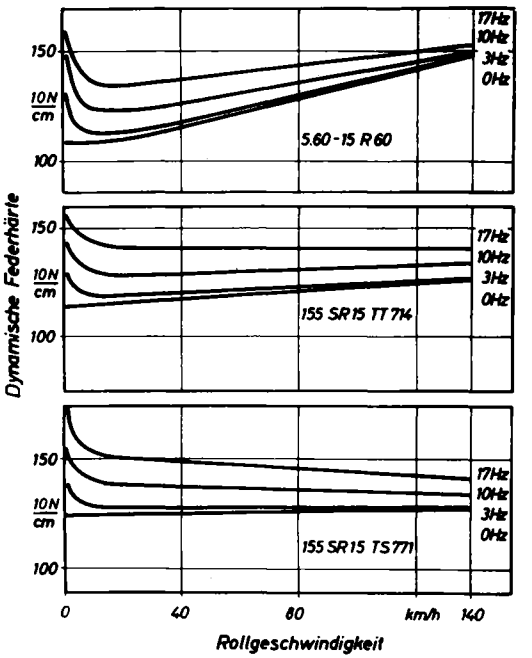


Bild 6. Dynamische Federhärte abhängig von der Rollgeschwindigkeit Pkw-Reifen unterschiedlicher Bauart
Wechselbeanspruchung 3000 N $\pm$ 500 . . . 750
Innendruck 1,4 bar

Rollgeschwindigkeit und Einfederungsfrequenz dienen Bild 6 und 7 nach [45]. Der Einfluß der dynamischen Reifenfederhärte auf den Fahrkomfort kann anhand von Bild 8 abgeschätzt werden. Die wesentliche Bedeutung der Reifendämpfung auch im Zusammenwirken mit dem Eigenschwingungsverhalten liegt im Bereich höherer Frequenzen oberhalb 60Hz (s. a. [7 u. 22]).

Der *Geräuschkomfort* von Reifen wird im wesentlichen durch die Fahrzeuginsassen beurteilt. Hierbei spielen das Profilgeräusch und das Kurvengeräusch eine Rolle. Sowohl Pkw- wie auch Nutzfahrzeugreifen erhalten nach rechnerischen Verfahren optimierte irreguläre Profile, so daß störende Frequenzen weitgehend vermieden werden können [76][1]). Kurvengeräusche, deren Ursprung als Reibschwingung

1) Hier sei nochmals darauf hingewiesen, daß es sich bei Versuchen auf Trommelprüfständen sowohl bei Außenmessungen an Reifen als auch bei Innenmessungen im Fahrzeug um Entwicklungsversuche für Reifen nach 41 handelt. Die ermittelten Ergebnisse lassen daher keinen direkten

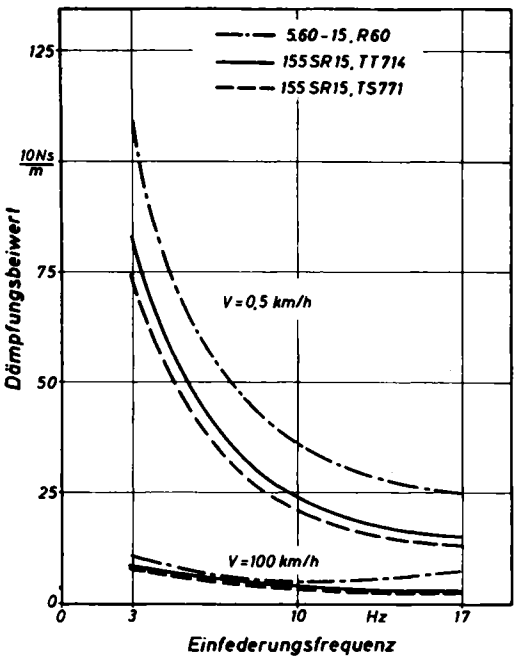


Bild 7. Dämpfungsbeiwerte abhängig von der Einfederungsfrequenz
Pkw-Reifen unterschiedlicher Bauart
Wechselbeanspruchung 3000 N $\pm$ 500 ... 750
Innendruck 1,4 bar

gedeutet werden, spielen bei den heute verwendeten Materialien kaum noch eine Rolle. Gegenüber den sonstigen Geräuschquellen sind die reifenbedingten Innengeräusche klein. Da aus Gründen des Umweltschutzes die Fahrgeräusche immer größere Bedeutung erlangen, wurden dazu für Pkw und Lkw umfangreiche neuere Ergebnisse vorgelegt [23, 66, 67].

Bei der vergleichenden Betrachtung der Ergebnisse ist zu beachten, daß erstens der Schalldruck um 6 dB abfällt, wenn die Entfernung zur Schallquelle verdoppelt wird. Zweitens muß die Summierung der

Schluß auf die Belästigung der Umwelt bzw. der Fahrzeuginsassen zu. Hierfür sind Fahrversuche auf natürlichen Fahrbahnen erforderlich [66]. Um die Vergleichbarkeit und Aussagekraft von Außenmessungen zu sichern, sollte nur mit dem genormten Abstand von 7,5 m [67] gearbeitet werden oder bei besonderen Umweltproblemen auch mit einem interessierenden größeren Abstand.

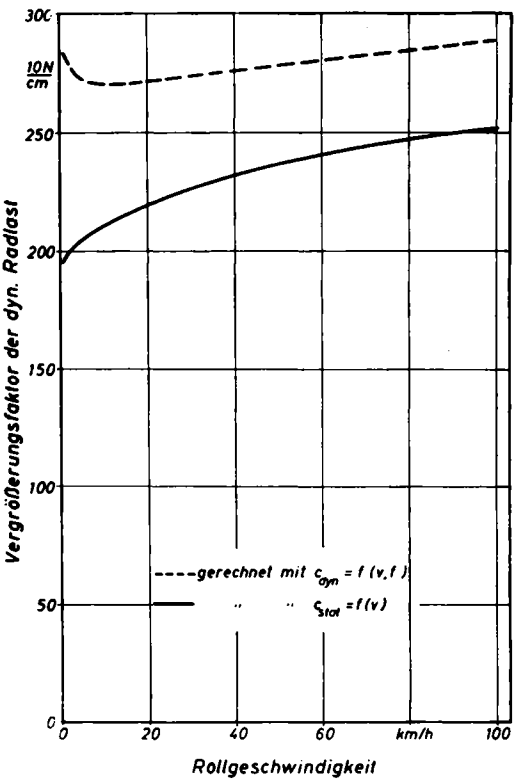


Bild 8. Maximale Vergrößerungsfaktoren der dynamischen Radlast abhängig von der Rollgeschwindigkeit, Einfluß der dynamischen Federhärte Reifen 155 SR 15, TT 714

einzelnen Schallpegel entsprechend dem logarithmischen Zusammenhang erfolgen:

Differenz zweier Schallpegel in dB	0	2,0	6,0	10,0	15,0
zum höheren Schallpegel zu addieren in dB	3,0	2,1	1,0	0,4	0,1

Bei Pkw ist nach [66] die Intensität des Rollgeräusches (ohne Motorgeräusch, jedoch einschließlich Getriebe- und Windgeräusch) etwa proportional der vierten Potenz der Fahrzeuggeschwindigkeit, d. h., die Erhöhung beträgt 12dB (A) bei Verdoppelung der Fahrgeschwin-

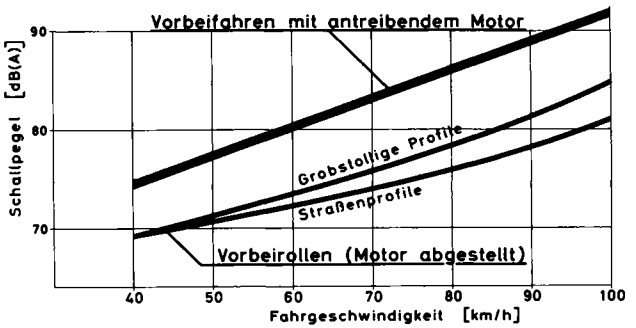


Bild 9. Fahrgeräusche eines schweren Lkw, Reifenprofile unterschiedlich
Mikrofonabstand: von Fahrzeugmitte 7,5 m
vom Boden 1,2 m

digkeit. Das Rollgeräusch stellt etwa ab 60km/h bei Pkw den größten Anteil im gesamten Fahrgeräusch, liegt jedoch noch relativ niedrig.

Bei Lkw ist die Zunahme des Rollgeräusches mit der Fahrgeschwindigkeit geringer als bei Pkw, wie Bild 9 zeigt. Aus den wesentlich höheren Werten des Schallpegels mit antreibendem Motor ist abzuleiten, daß das antriebbedingte Geräusch durch andere Geräuschquellen nur noch um etwa 1dB (A) erhöht wird. Diese Ergebnisse stimmen recht gut mit den umfangreichen Untersuchungen von [23] überein.

Die in [79] kommentierten Ergebnisse, nach denen der von Lkw-Reifen verursachte Lärm ab einer gewissen Geschwindigkeit alle anderen Fahrgeräusche übertrifft, können durch die gewählten Versuchsbedingungen auf einem Prüfstand erklärt werden (s. 41) und Fußnote zu „Geräuschkomfort". Sie stehen somit nicht im Widerspruch zu den Ergebnissen von anderen Außenmessungen auf natürlichen Fahrbahnen, die für Umweltprobleme aussagekräftig sind.

Die *Laufruhe* umfaßt die mechanischen und akustischen Auswirkungen der fertigungsbedingten Reifengleichförmigkeit (tire uniformity) in Verbindung mit denen des Rades sowie dessen Zentrierung am Fahrzeug. Höhen- und Seitenschläge sowie bei schnellaufenden Fahrzeugen auch Unwuchten stellen Hauptkriterien für die Laufruhe dar.

Bei Pkw-Reifen ist das Messen von Radial- und Seitenkräften auf sog. Rundlaufprüfmaschinen weitgehend eingeführt. Dabei rollt der Reifen relativ langsam unter Last auf einer Meßtrommel ab, wobei die Drehachsen einen konstanten Achsabstand haben [32, 43, 44]. Die Laufruhe von Reifen kann wesentlich verbessert werden, wenn mittels eines Schleif- oder Rauhgerätes die Lauffläche harmonisiert wird. Dieses kann bei Neureifen und auch bei gefahrenen Reifen geschehen [49]. Eine weitere Möglichkeit zur Verbesserung der Laufruhe ist

das sog. „Matchen" von Reifen und Rad. Dabei wird der Reifen so montiert, daß entgegengesetzte Extremwerte der Rundlaufkriterien, Höhenschlag bzw. Radialkraft, zusammenfallen und sich somit ausgleichen.

43 Lenkverhalten

Die bei Verwendung moderner Radialreifen erforderliche *Lenkkraft* ist auch für sehr breite Reifen nicht unvertretbar groß. Überdies stehen für Reifen mit großer Belastung sowohl an Pkw wie auch an Nutzfahrzeugen Hilfskraftlenkungen zur Verfügung.

Die *Lenkpräzision*, insbesondere in der ersten Phase des Ansprechens aus der Nullage kann z. Z. nur sehr aufwendig im Fahrversuch ermittelt werden, wobei die Achsgeometrie wie auch die Lenkungselastizitäten und Lenkübersetzungen eine wichtige Rolle spielen [4] und Bild 10 nach [77]. Seitenführungskraftmessungen mit relativ langsamer Schräglaufverstellung am Reifen auf Prüfständen oder natürlichen Fahrbahnen unter Einschluß des Rückstellmomentes geben allein keine gesicherte Aussage für die Ansprechempfindlichkeit. Untersuchungen mit einem periodisch sich änderndem Schräg-

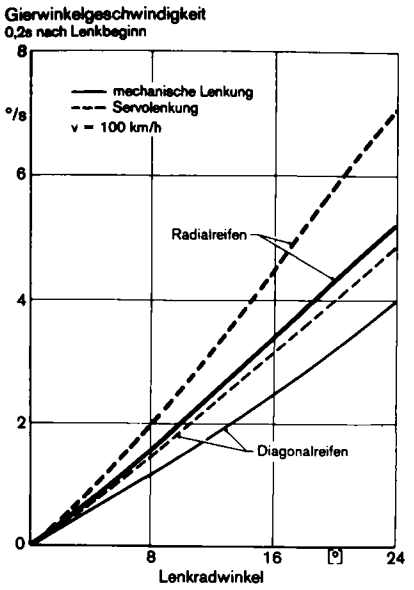


Bild 10. Ansprechen des Fahrzeuges auf Lenkbewegungen mit Radial- und Diagonalreifen

laufwinkel höherer Frequenz ab 1 Hz, wie sie auch von [69] durchgeführt worden sind, scheinen erfolgversprechender. Für den weiteren Verlauf der Seitenführungskraft bei größeren Schräglaufwinkeln gelten die obigen Ausführungen ebenfalls bis in den Grenzbereich des Kraftschlusses hinein, wo die Korrigierbarkeit das Hauptkriterium ist.

44 Fahrstabilität

Die *Geradeausstabilität* darf nicht unzulässig beeinträchtigt werden, wenn das Fahrzeug infolge von Fahrbahnunebenheiten, Fahrbahnkanten, eingelassenen Schienen oder Seitenwind einem Störimpuls ausgesetzt wird. In allen diesen Belangen sind Radialreifen moderner Bauart den Diagonalreifen überlegen. Mit Gürtel- und Diagonalreifen führt [29] diesen Nachweis für eine Störung durch Seitenwind anhand der erforderlichen Lenkeinschläge und der zugehörigen Gierwinkel. Der Versuch einer Optimierung der Fahrzeugauslegung durch unterschiedliche Reifenluftdrücke an Vorder- und Hinterachsen nur für Störungen durch Fahrbahnunebenheiten führt zu schlechteren Ergebnissen bei Seitenwindstörungen wie [63] nachwies.

Die *Kurvenstabilität* bei stationärer Kurvenfahrt eines vierrädrigen Kraftfahrzeuges wird nach [15] rechnerisch erfaßt, indem für alle vier Räder die tatsächlichen Kraftschlußbeanspruchungen durch Verwendung entsprechender Reifenkennfelder berücksichtigt werden: Die Vereinfachung des Fahrzeuges als Massenpunkt ist nicht zulässig. Auch die an den Rädern angreifenden Kreiselmomente und insbesondere die Reifenrückstellmomente beeinflussen das Fahrzeugverhalten bei der stationären Kreisfahrt [24].

Bei der Kurvenfahrt mit überlagertem Gaswechsel ändert ein frontangetriebenes Fahrzeug sein Eigenlenkverhalten in Richtung Übersteuern. Der rechnerische Nachweis konnte von [8] für Diagonal- und Radialreifen geführt werden, indem sowohl der Verlauf der Seitenkraft sowie der Verlauf des Rückstellmomentes über der Umfangskraft näherungsweise aus entsprechenden Reifenkennfeldern berücksichtigt wurden. Als Beurteilungsmaßstab diente die auf den Lenkeinschlag bezogene Gierwinkelgeschwindigkeit. Über das Rückstellmoment von Kraftfahrzeugreifen beim Zusammenwirken von Umfangs- und Seitenkräften liegen jetzt umfangreiche Ergebnisse vor [27]. Es wurden an Diagonal- und Radialreifen für Pkw auch die Einflüsse von Profilabnutzung, Radlast und Luftdruck auf einem trockenen Korundbelag einer großen Innentrommel mit 3,8 m Durchmesser untersucht. Bild 11 und 12 zeigen für einen Pkw-Gürtelreifen die mit 90% Profil ermittelten Werte. Bei den Ergebnissen für einen entsprechenden Diagonalreifen ist bemerkenswert, daß sowohl die Seitenführungs-

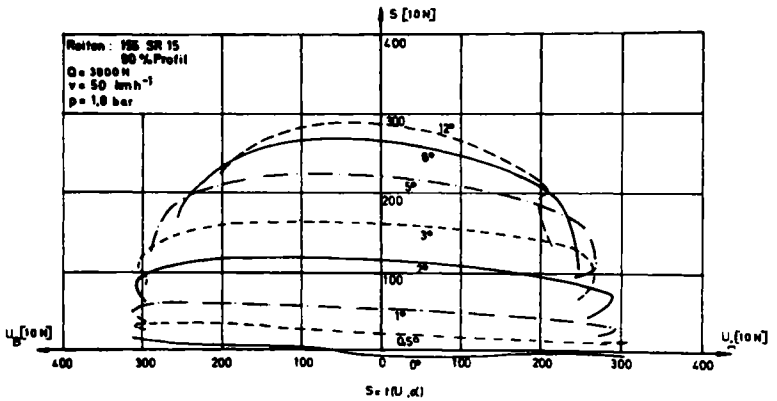


Bild 11. Die Seitenführungskraft eines Gürtelreifens als Funktion der Umfangskraft bei verschiedenen Schräglaufwinkeln

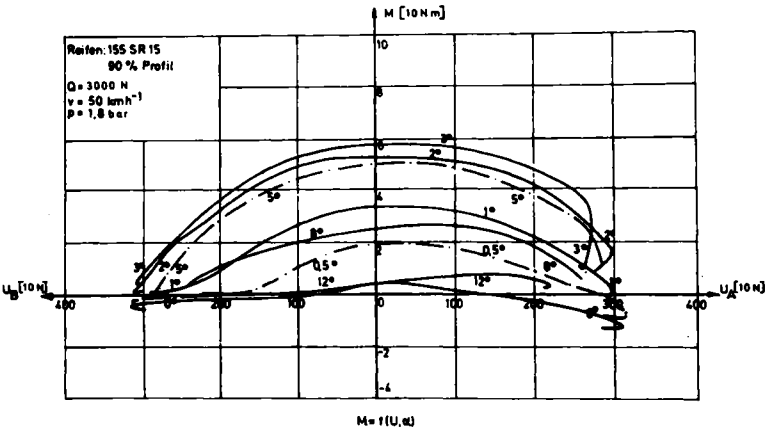


Bild 12. Das Rückstellmoment eines Gürtelreifens als Funktion der Umfangskraft bei verschiedenen Schräglaufwinkeln

kraft wie auch die Rückstellmomentdarstellungen bezüglich der Antriebskraft (U_A) und der Bremskraft (U_B) eine wesentlich stärkere Unsymmetrie ausweisen als für den Radialreifen[2]).

[77] teilt Meßwerte über den tatsächlichen zeitlichen Ablauf der Kurvenfahrt mit überlagertem Gaswechsel für einen heckangetriebenen Pkw mit, Bild 13. Unter Berücksichtigung der Reaktionszeit des Fahrers kommt dem Bereich von 0,5 − 0,8 s nach Gaswegnahme beson-

2) Weitere Darstellungen auch für nasse und vereiste Fahrbahn s. 45.

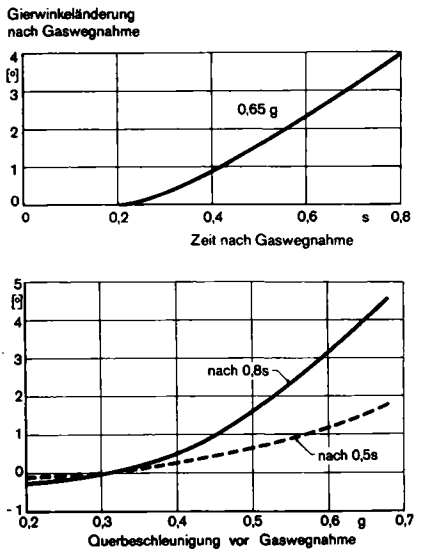


Bild 13. Gierwinkeländerung nach Gaswegnahme bei Kurvenfahrt

		Fahrzeug A	Fahrzeug B	Unterschied
Amplitudenverhältnis	λ_2/λ_1	1,0	1,06	5%
	λ_4/λ_3	1,3	1,55	16%
Subjektive Beurteilung im Stabilisieren des Fahrzeuges		5,0	3,5	30%

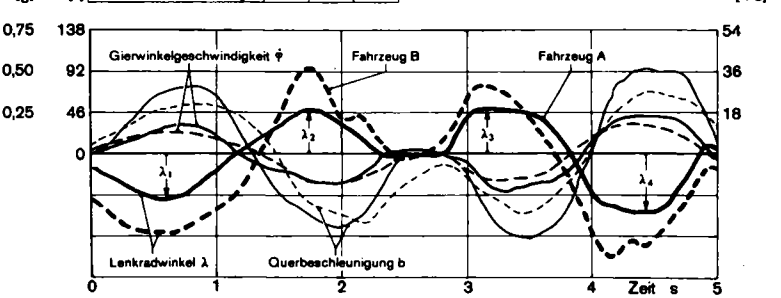


Bild 14. Lenk- und Fahrzeugbewegungen beim Durchfahren der ISO-Wedelstrecke mit zwei verschiedenen Fahrzeugen

dere Bedeutung als Beurteilungszeitraum zu. Die sich anschließende Gegenlenk- bzw. Abfangphase ist einer objektiven Beurteilung nur schwer zugänglich.

Die Kurvenstabilität bei einfachem oder doppeltem Fahrbahnwechsel ist eine wichtige und im üblichen Verkehr häufig in Anspruch

genommene Gebrauchseigenschaft. Anhand von umfangreichen Versuchen mit einer größeren Zahl von Fahrern und Fahrzeugen auf einer 110 m langen Wedelstrecke (Ausweichen, Stabilisieren des Fahrzeuges auf der Überholbahn und Rückkehr auf den alten Kurs) wurde eine gute qualitative Übereinstimmung zwischen subjektiver Beobachtung und Meßwerten für Lenkradwinkel, Gierwinkelgeschwindigkeit und Querbeschleunigung nachgewiesen, Bild 14 nach [77, 78]. Auf die subjektive Beurteilung muß zurückgegriffen werden, so lange die quantitative Übereinstimmung mit der derzeitigen objektiven Methode noch nicht gesichert ist.

Bei Pkw ist die Kippsicherheit auf ebener, hindernisfreier Fahrbahn infolge des niedrigen Schwerpunktes kein Kriterium, bei Nutzfahrzeugen jedoch sehr wohl. Nach [25] haben jedoch Reifenelastizitäten auf den stationären Kippwert nur geringen Einfluß gegenüber sonstigen konstruktiven Merkmalen des Fahrzeuges sowie der Ladungspositionierung.

45 Fahrsicherheit

Der *Reifensitz auf der Felge* ist bei Solluftdruck unter allen erdenklichen Kraftschlußbeanspruchungen des Reifens sichergestellt. Damit dieses auch noch nach stärkeren Luftverlusten z. B. infolge von Reifenbeschädigungen durch Fremdkörper der Fall ist, wird bei schlauchlosen Reifen die Pressung zwischen Reifen und Felge entsprechend groß gewählt. Bei Pkw-Reifen mit relativ weichen Seiten wirken Sicherheitsschultern an der Felge unterstützend, s. Räder 12. Die Sicherheit gegen das Abwerfen der Schlauchlosreifen bei stärkeren Luftverlusten wird am Fahrzeug unter großer Querbeanspruchung bei der Einfahrt in einen Kreis bzw. beim Befahren des Kreises nahe der Grenzgeschwindigkeit nachgewiesen.

Über den *Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn* liegen umfangreiche neuere Untersuchungen auf trockener, nasser und vereister Fahrbahn vor. Eine neue Theorie für die Gummireibung [40] stellt die beiden Komponenten Adhäsion und Hysterese einander gegenüber und erläutert Einflußgrößen von Reifen, Fahrbahn, Fahrzeug und Betriebsbedingungen.

Bild 15 gibt die vereinheitlichte Gummireibungstheorie wieder. Das Maximum des Reibungskoeffizienten bei 10^{-1} km/h beruht auf der Wirkung der Adhäsion. Der starke Anstieg ab 10^{2} km/h ist hysteresisbedingt. Das Maximum des Kraftschlusses für den gebremsten Reifen bei Fahrgeschwindigkeiten um 100 km/h liegt erfahrungsgemäß bei mehr als 10% Schlupf. Zu beachten ist dabei jedoch, daß in diesen üblichen Schlupfangaben neben dem echten Schlupf infolge des Gleitens der Gummioberfläche gegenüber der Fahrbahn auch der Anteil

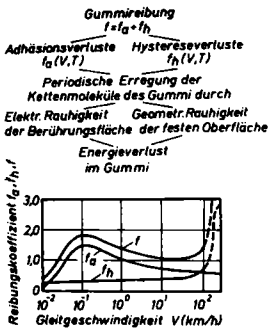


Bild 15.
Vereinheitlichte Gummireibungstheorie

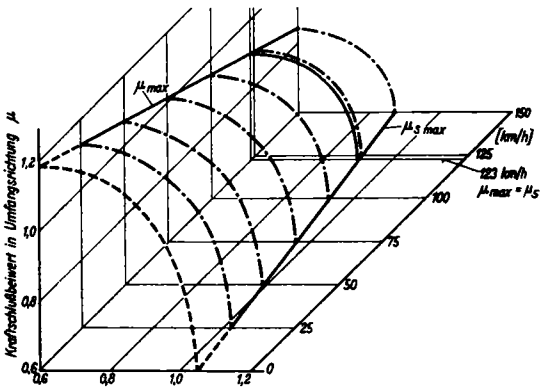


Bild 16. Kraftschlußkurven eines angetriebenen Pkw-Radialreifens in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit.
165 SR 15, Profilhöhe 80%, Felge 4 J x 15, G = 2000 N, p = 1,8 bar, Laufbahn K 80

infolge der Deformation der Profilelemente des Reifens steckt. Im normalen Fahrbetrieb hat demnach die Adhäsionskomponente des Kraftschlusses die größte Bedeutung. Daraus abzuleitende Forderungen für Reifen:

Möglichst gute Durchdringung von dünnen Flüssigkeitsfilmen. Verwendung von Gummisorten hoher Dämpfung. Druck- und Gleitgeschwindigkeitsverteilung in der Reifenkontaktzone vergleichmäßigen.

Grundsatzuntersuchungen mit unterschiedlichen Pkw-Reifen wurden insbesondere auf dem Innentrommelprüfstand der TU Karlsruhe auf trockenem, benetztem und überflutetem Korundbelag K80 sowie auf Eis durchgeführt:

Bild 16 nach [39] zeigt, daß der Reibungskreis auf trockenem Belag nur bei einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit vorhandenden ist.

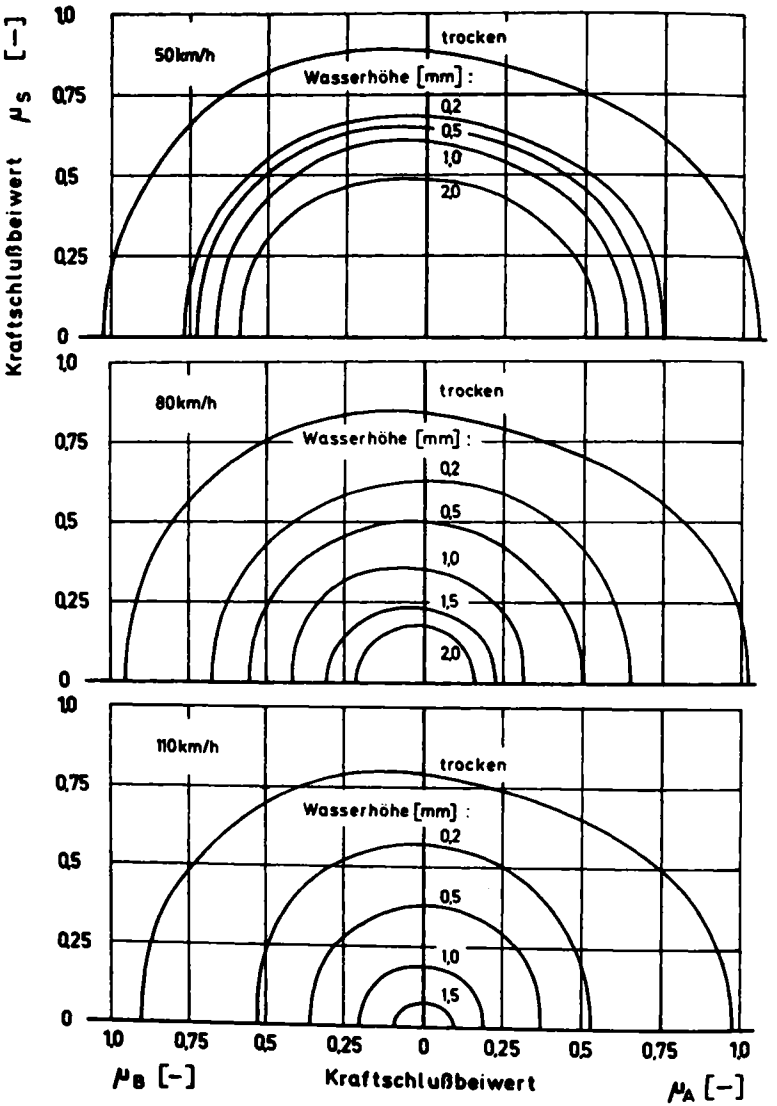


Bild 17. Kraftschlußkurven bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Wasserhöhen
Reifen 5.60 – 15 Q = 2500 N
Profil 100% p = 1,5 bar
μ_S = Seitenkraftbeiwert; μ_A, μ_B = Umfangskraftbeiwert

Sonst ergeben sich Ellipsen. Als Beispiel für Seitenführungskraft und Rückstellmoment in Abhängigkeit von der Umfangskraft beim Antreiben und Bremsen bei unterschiedlichen Schräglaufwinkeln können die Bilder 11 und 12 herangezogen werden. Kurven des Kraftschlusses in Längsrichtung bei unterschiedlichen Wasserhöhen und Geschwindigkeiten zeigt Bild 17 nach [26], entsprechende Kurven in Querrichtung

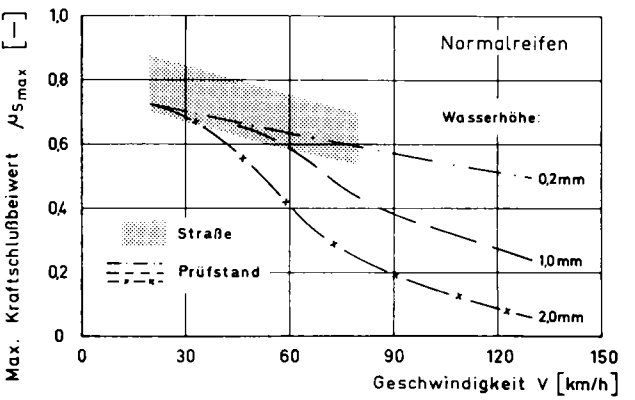


Bild 18. Der maximale Kraftschlußbeiwert der Seitenführungskraft in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit auf Prüfstand und Straße bei nasser Fahrbahn
Reifen 5.60–15 Q = 2650 N
Profil 100% p = 1,3 bar

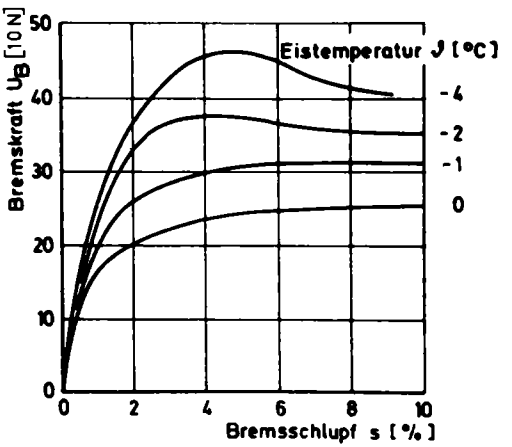


Bild 19. Bremskraft über dem Bremsschlupf bei unterschiedlichen Eisoberflächentemperaturen

für den Kraftschlußbeiwert der Seitenführungskraft zeigt Bild 18. Auf Eis ist die Eistemperatur in der Nähe des Nullpunktes die Haupteinflußgröße wegen des sich dann in der Reifenkontaktfläche bildenden Wasserfilmes, s. Bild 19 und 20 nach [68] und [71]. Wegen des breiten Bandes der Kraftschlußbeiwerte auf natürlichen Fahrbahnen ist es nicht möglich, den Gültigkeitsbereich der Prüfstandsergebnisse durch Zuordnung genau festzulegen.

Für den *Kraftschluß längs auf natürlichen Fahrbahnen*, insbesondere beim Bremsen, gibt Bild 21 nach [40] den starken Einfluß des Reibpartners Fahrbahn bei Nässe wieder. [54] weist nach, daß mit entsprechend großer Mikro- und Makrorauhigkeit wie bei Oberflächen-Art 4 bzw. 3 nach Bild 21 die Profilgestaltung des Reifens über den ganzen untersuchten Geschwindigkeitsbereich bis zu 100km/h für die Größe des Kraftschlusses beim Bremsen nur noch eine untergeordnete Rolle spielt. Diese Versuchsfahrbahnen sind demnach bezüglich des Kraftschlusses optimal ausgelegt. Die ganze Streubreite kommt jedoch im normalen Fahrbetrieb vor infolge unterschiedlicher Auslegung und Verkehrsbelastung der Fahrbahnen, denen sich noch Einflüsse durch örtliche Verschmutzungen überlagern können. [16] untersuchte den Einfluß der Reifenprofiltiefe auf den Kraftschluß längs beim Bremsen

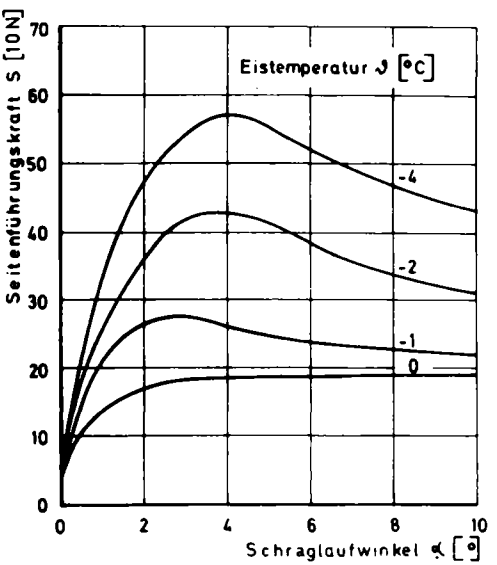


Bild 20. Die Seitenführungskraft über dem Schräglaufwinkel bei unterschiedlichen Eisoberflächentemperaturen
Reifen 165 SR 15 M + S
Q = 2500 N, v = 10 km/h, p = 1,5 bar

Geschwindigkeit (km/h)	Oberfläche			Wellenlänge (mm)		Doppelte Amplitude (mm)	
	Art	Zustand	Profil				
beliebig	1	trocken		-	-	-	-
0 - 50	2	nass		1,5	-	0,7	-
50 - 80	3	nass		1,5	5	0,7	3
80 - 130	4	nass		1,5	12	0,7	10

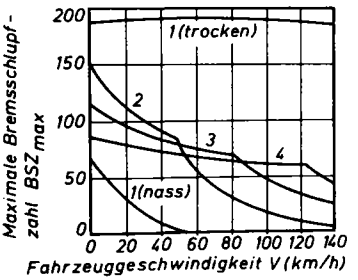


Bild 21. Optimierung der Oberflächenrauhigkeit einer überfluteten Fahrbahn
Unter „Wellenlänge" und „doppelte Amplitude" bezieht sich die erste Spalte auf Mikro- und die 2. auf Makrorauhigkeit

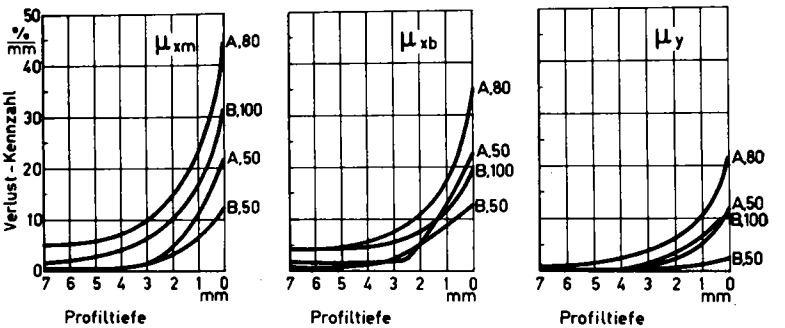


Bild 22. Verlustkennzahlen VK von Pkw-Radialreifen 165 SR 13, nasse Fahrbahn

$$VK = \left(\frac{d\mu}{dp}\right)_p \cdot \frac{1}{\mu p} \cdot 100 \left[\frac{\%}{mm}\right]$$

μ = Kraftschlußbeiwert
p = Profiltiefe
μp = μ an der Stelle p

μ_{xm} Längsrichtung Maximalwert
μ_{xb} Längsrichtung blockiertes Rad, Mittelwert
μ_y Querrichtung, Mittelwert
A, 80 geschlossener Asphalt, Texturtiefe 0,2 mm; V = 80 km/h
B, 100 offener Zementbeton, Texturtiefe 0,8 mm; V = 100 km/h
Wasserschicht 0,6 mm

an Einzelreifen auf öffentlichen Straßen. Bild 22 zeigt die Ergebnisse für Pkw-Radialreifen, bei denen sich die Verluste schon von 3 auf 2 mm Restprofiltiefe wesentlich und ab 2 mm stark vergrößern. Bei etwa gleicher Tendenz liegt für Diagonalreifen aber die Höhe der Kraftschlußbeiwerte um etwa 0,1 – 0,2 niedriger. Für drei unterschiedliche Lkw-Radialreifen der Größen 11.00 bzw. 10.00 R 20 wurden von [17] ebenfalls Ergebnisse über den Einfluß der Reifenprofiltiefe beim Bremsen mitgeteilt. Dieser ist nicht ganz so groß wie bei Pkw-Reifen. Absolut gesehen kann der Kraftschluß von Lkw-Reifen unter vergleichbaren Auslastungen mit entsprechenden Luftdrücken erheblich niedriger liegen als bei Pkw-Reifen[3]).

Bei schweren Nutzfahrzeugen spielt der Kraftschluß der Reifen in Längsrichtung beim Anfahrvorgang eine besondere Rolle, da häufig ein wesentlich geringerer Anteil der Gesamtmasse die Antriebsachse belastet, als das bei Pkw der Fall ist. Hier können Lkw-Radialreifen Zugkräfte von 85 – 95 % der Radlast auf nassem Asphalt bzw. Asphaltbeton erbringen, und zwar über dem ganzen interessierenden Schlupfbereich von 10 – 80 %. Auf nassem, glattgefahrenem Kleinpflaster sind es immer noch 36 – 40 %. Werte für das Befahren einer festgefahrenen dicken Schneedecke mit einem 38-t-Zug teilt [37] mit, s. Bild 23. Auf solchen extrem winterlichen Fahrbahnen können die Zugkräfte durch Schneeketten noch nennenswert gesteigert werden.

Für den *Kraftschluß quer auf natürlichen Fahrbahnen* ermittelte [16] für die Pkw-Radialreifen ebenfalls die Verlustkennzahl in Abhängigkeit von der Profiltiefe. Sie liegt jedoch wesentlich niedriger als bei den entsprechenden μ_{xb}-Werten. Dies trifft nach [17] auch für Lkw-Radialreifen zu.

Aquaplaning, das Gleiten des Reifens auf einem Wasserkeil ohne direkten Fahrbahnkontakt, tritt bei höheren Fahrgeschwindigkeiten ab etwa 100 – 120 km/h auf. Der Reifen ist dann weder brems- noch lenkfähig. Im Übergangsbereich bei niedrigeren Geschwindigkeiten hat der Wasserkeil den Fahrbahnkontakt nur für einen mehr oder weniger großen Teil der ursprünglichen Kontaktfläche unterbrochen [35]. Bild 17 und 18 zeigen den maßgeblichen Einfluß der Fahrgeschwindigkeit und der Wassertiefe. Weitere Einflußgrößen sind die Gestaltung des Reifenprofils sowie insbesondere der Abnutzungszustand des Profils, die Restprofiltiefe [3, 26, 73]. Wirkungsvolle Maßnahmen gegen das Aquaplaning sieht [3] auch im Straßenbau durch günstige

3) Bei Dauerbremsungen von Nutzfahrzeugachsen werden auch die Reifenwulste erhöhten thermischen Belastungen ausgesetzt. Um diese nicht zu groß werden zu lassen, darf eine Grenztemperatur von 90 °C am Ende der Dauerbremsprüfung nicht überschritten werden. Besonders günstige Kühlungsbedingungen ergeben sich bei Verwendung von Steilschulterfelgen.

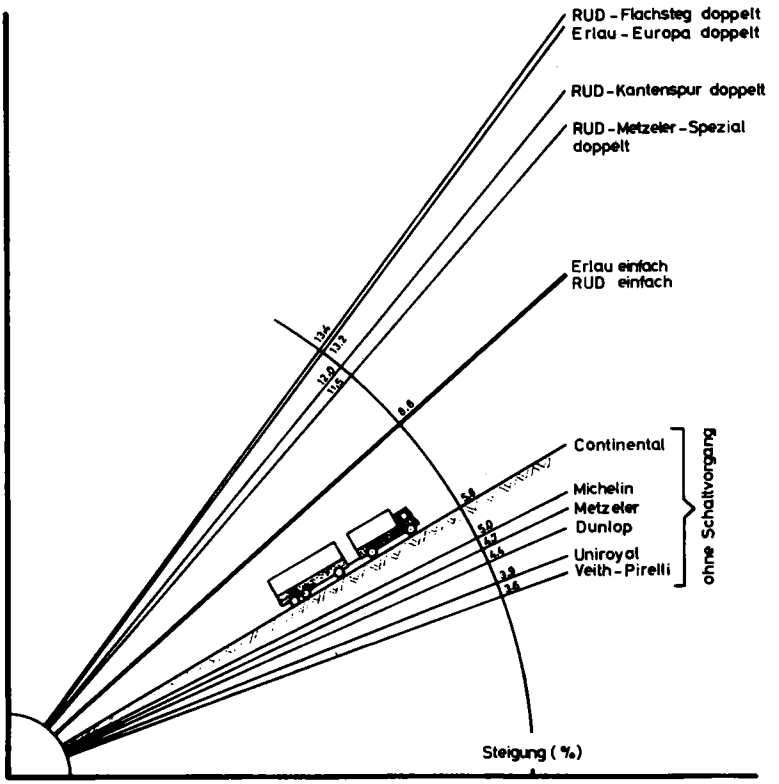


Bild 23. Mit dicker, festgefahrener Schneedecke bedeckte Steigung, die von 38 t-Zug unter Ausnutzung des mittleren Drehmomentes im Schlupfbereich von 10 bis 80% noch befahren werden kann.

Entwässerung (Vermeidung von Lachenbildung) sowie Fahrbahnbeläge mit höherer Rauhtiefe.

Da der Fahrer nicht in der Lage ist, die jeweilige Rauhtiefe der Straße sowie die Wasserfilmdicke sicher durch Augenschein zu beurteilen, bleibt ihm als Vorsorge nur, Reifen mit großer Restprofiltiefe, insbesondere an der Vorderachse, zu fahren und die Fahrgeschwindigkeit herabzusetzen.

Der Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn wird durch *dynamische Änderungen* der Kräfte in der Reifenaufstandsfläche gestört. Neben Untersuchungen an Pkw-Reifen [45, 58] wurden insbesondere solche an Lkw u. ä. durchgeführt [1, 48, 62]. Die dynamischen Radlaständerungen können bei Lkw neben konstruktiven Auslegungen des Fahrzeuges durch einen weicheren Reifen (Übergröße) merklich

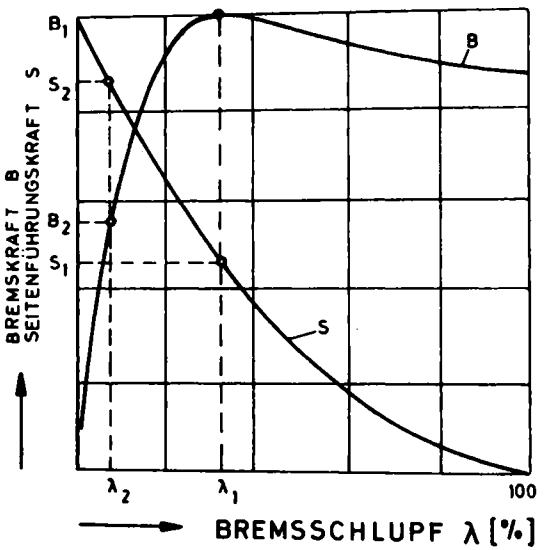


Bild 24. Brems- und Seitenführungskraft als Funktion des Bremsschlupfes

herabgesetzt werden, s. auch unter 5 zur straßenschonenden Bauweise. Haupteinflußgrößen sind jedoch die Fahrbahnunebenheiten sowie die örtlichen Schwankungen des Kraftschlußbeiwertes, bei denen sich häufig über die Fahrbahnbreite und in Fahrtrichtung unregelmäßige Verschmutzungen überlagern. Mit Antiblockiersystemen (ABS) ist es möglich, beim Bremsen trotz ungleicher Kraftschlußbedingungen an den Einzelrädern während der Geradeaus- und der Kurvenfahrt, den jeweils zur Verfügung stehenden Kraftschluß im optimalen Bereich auszunutzen. Beispiele für die Aufteilung des momentan zur Verfügung stehenden Kraftschlusses in Brems- und Seitenführungskraft zeigt Bild 24 nach [42]. [31] untersuchte im Zusammenhang mit ABS sechs unterschiedliche, idealisierte Profilformen mit einheitlich 30% Negativanteil auf trockener und nasser Straße. Die maximalen Bremskraftbeiwerte (mit ABS) unterscheiden sich für trockene und nasse Fahrbahn nur sehr wenig. Querorientierte Reifenprofile lassen den maximalen Bremskraftbeiwert bei nasser Fahrbahn und hohen Geschwindigkeiten abfallen. Bei blockiertem Rad auf nasser Fahrbahn sind längsorientierte Profile günstiger. Die Profilabhängigkeit des maximalen Bremskraftbeiwertes ist gegenüber dem Gleitbeiwert ausgeprägter und beträchtlich größer.

Technische Einzelheiten des ABS s. 2.15 „Bremsanlagen".

46 Haltbarkeit

Die strukturelle Dauerhaltbarkeit sowie die Geschwindigkeitstüchtigkeit werden in Prüfstandsversuchen ermittelt wie auch die Durchschlagfestigkeit. In vielen Fällen erfolgen ergänzende Fahrversuche. Untersuchende Stellen sind insbesondere Reifenhersteller und auch Kraftfahrzeughersteller. Die USA, Kanada und Australien haben Prüfnormen für Reifenuntersuchungen auf Prüfständen geschaffen, deren Einhaltung durch Stichproben an Instituten kontrolliert wird. [70] berichtet über Untersuchungen mit Pkw-Reifen im Hochgeschwindigkeitstest, wobei er feststellte, daß mit der ertragbaren Grenzgeschwindigkeit die mögliche Verlustleistungsaufnahme anwächst. [46] weist auf die Bedeutung des Reifeninnendruckes für die ertragbare Grenzgeschwindigkeit hin. Ein höherer Reifeninnendruck erhöht auch die ertragbare Grenzgeschwindigkeit. Er verringert die Walkarbeit und damit die erzeugte Wärmemenge. Bei größeren Luftdrucksteigerungen wird jedoch die Kraftverteilung in der Aufstandsfläche, d. h. die Beanspruchung ungünstiger, was dem oben beschriebenen günstigen Einfluß entgegenwirkt: Die Kurve steigt nur noch unterproportional. Größere Luftdruckverringerungen führen zwangsläufig zu einer überproportionalen Verringerung der Grenzgeschwindigkeit: Es addieren sich die ungünstigen Einflüsse der erhöhten Walkarbeit und der gestörten Kraftverteilung.

47 Wirtschaftlichkeit

Die wichtigste technische Komponente der Wirtschaftlichkeit von Reifen ist die abriebbedingte *Lebenserwartung*. [56] berichtet über eine Theorie des Reifenverschleißes und teilt Ergebnisse für die Abhängigkeit von den Parametern Last und Schlupfwinkel, Seitenkraft und Radialbeschleunigung sowie Temperatur mit. Die Ermittlung des Abriebes im Straßenversuch ist außerordentlich zeitraubend und kostspielig. Daher wurden Ansätze gemacht, um eine Vorausberechnung des Abriebs zu ermöglichen bzw. den Abrieb anhand von vereinfachten Labormethoden schnell und kostensparend zu ermitteln [41, 51]. Trotz erfolgreicher Studien zu Einzelproblemen sind komplexe Abriebversuche mit Fahrzeugen nach wie vor unerläßlich [75]. Über die Vielzahl von Einflußgrößen denen Fahrzeugversuche unterliegen, berichten [9, 36]. Die letztgenannte Arbeit diente dazu, die Grundlagen für Abriebprüfnormen in den USA zu schaffen. Auch die amtlichen Stellen der USA kamen zu dem Ergebnis, daß für derartige Untersuchungen nur Fahrversuche mit Fahrzeugen aussagekräftig sind. [36] arbeitet insbesondere die Bedeutung eines gleichmäßigen *Abnutzungbildes* für eine hohe Lebenserwartung heraus und erläutert

Haupteinflußgrößen wie Luftdruck, Vorspur, Sturz, Nachlauf, Spreizung und Fahrweise.

Für Lieferfahrzeuge und Linienbusse in Städten kann z. B. der *Seitenwandabrieb* ein wichtiges Kriterium sein, weil häufig Anscheuerungen der Reifen an Bordsteinen stattfinden. Daher wurde bei den betroffenen Reifengrößen an der gefährdeten Zone des Reifens von Continental eine zusätzliche Verschleißschicht aufgebracht.

Einen Sonderfall der Wirtschaftlichkeit stellt die *Traktion* von Ackerschlepperreifen dar, die sich in der Flächenleistung bei der Feldarbeit niederschlägt. Hier bietet der Radialreifen einen beträchtlichen Vorteil. Im interessierenden Schlupfbereich über 20% ist die maximal mögliche Zugkraft um durchschnittlich 25–30% größer als bei Verwendung von Diagonalreifen.

In Verbindung mit Haltbarkeitsversuchen teilte [70] *Rollwiderstände* von Pkw- und Rennreifen mit. [21] untersuchte den Rollwiderstandsmechansimus an US-amerikanischen Pkw-Reifen. Neben dem geschwindigkeitsunabhängigen Anteil macht sich ab etwa 80 km/h ein geschwindigkeitsproportionaler Anteil mit der 4. Potenz der Geschwindigkeit bemerkbar. Neben Last, Luftdruck und Geschwindigkeit werden auch Einflüsse der Reifenkonstruktion und der verwendeten Werkstoffe untersucht, deren Ergebnisse jedoch nur für die untersuchten speziellen Reifenauslegungen gelten. Grundsätzlich wird auch hier der niedrigere Rollwiderstand der Pkw-Radialreifen gegenüber den Diagonal- und bias-belted-Reifen bestätigt, hierzu [61]. Es wurde aus Rollwiderständen bei 80 km/h, die auf einem ebenen Bandprüfstand im Labor ermittelt wurden, mit Hilfe eines Motorenverbrauchskennfeldes eine Kraftstoffeinsparung von 3% für Radialreifen gegenüber Diagonalreifen errechnet. Ein anderer zum Vergleich herangezogener Autor ermittelt mit anderen Pkw-Reifen an einem Fahrzeug für Textilgürtelreifen 4% und mit Stahlgürtelreifen 6–8% Kraftstoffeinsparung gegenüber bias-belted-Reifen.

Beim Einsatz von schlauchlosen Lkw-Steilschulterradialreifen werden gegenüber dem üblichen Schrägschulterradialreifen mit Schlauch die Rollwiderstände verringert.

5 Rückwirkungen auf die Fahrbahn

Bei Pkw-Reifen hat die Abtragung der Verschleißschichten der Fahrbahn infolge von *armierten Winterreifen* besondere Bedeutung. Es wurde die Wirkung von Spikes unterschiedlicher Bauart untersucht sowie die Widerstandsfähigkeit der verschiedenen Straßenoberflächen [13, 57, 59, 60, 64]. Obwohl moderne Radial-Spikesreifen die Straßen wesentlich geringer beanspruchen, kam es in Mitteleuropa zu erheblichen gesetzlichen Einschränkungen der Spikesreifenbenut-

zung. Beschränkt wurden die zulässigen Höchstgeschwindigkeiten sowie die Benutzungsdauer. In Deutschland ist die Benutzung von Spikesreifen ab Winter 1975/76 verboten.

Bei Nutzfahrzeugen ist die *straßenschonende Bauweise* ein wichtiges Konstruktionsziel. [30] führt aus, daß durch geeignete Konstruktionen von Reifen, Federung und Radführungen die fahrzeugbedingten Straßenbeanspruchungen zum Teil erheblich verringert werden können. Bezüglich der Reifen wird auf die Überlegenheit der Radialreifen gegenüber den Diagonalreifen hingewiesen: Geringer Kontaktdruck, bessere Einfederung, bessere Tangentialkraftverteilung. Die Verwendung eines größeren Reifens als erforderlich, einer sog. „Übergröße", wirkt sich günstig aus.

Bei ungefederten Fahrzeugen kann nach [48] die fehlende Federung durch weichere Reifen, geringere Achslast und verminderte Fahrgeschwindigkeit ausgeglichen werden. Die Straßenbeanspruchungen lassen sich aber durch vertretbare Maßnahmen dieser Art nicht auf das Niveau gefederter Fahrzeuge mindern.

6 Reifenuntersuchung

[75] stellt die Prüfprobleme bei Kraftfahrzeugreifen dar, s. a. Abschnitt 2 Konstruktive und materialtechnische Merkmale. [46] erläutert die Reifenversuchstechnik unter besonderer Berücksichtigung der Verkehrssicherheit, s. a. Abschnitt 46, Haltbarkeit.

Durch Innentrommelprüfstände großen Durchmessers, s. a. [39], wurden die Untersuchungsmöglichkeiten für den Kraftschluß des *einzelnen* Pkw-*Reifens* auf unterschiedlichen Fahrbahnen wesentlich erweitert s. a. Abschnitt 43 Lenkverhalten und 45 Fahrsicherheit. Die Prüfstände an der Technischen Universität Karlsruhe und bei der Firma Porsche wurden für die dynamische Änderung der Versuchsparameter ausgerüstet. Der Prüfstand der Bundesanstalt für Straßenwesen, Köln, ist für die Untersuchung der Haltbarkeit von Straßenbelägen vorgesehen, z. B. in Verbindung mit Spikesreifen.

Einen Universalprüfstand für Pkw- und Lkw-Reifen beschreibt [6]. Die Zentraleinheit ist ein über zwei Trommeln laufendes endloses Stahlband, das auch große Seitenkräfte abstützen kann. Die zwischen den Trommeln befindliche ebene Reifenaufstandsfläche wird bis zu hohen Geschwindigkeiten durch ein Luftpolster abgestützt.

Ein spezieller dynamischer Reifenprüfstand für Pkw- und Lkw-Reifen ermöglicht die Ermittlung der dynamischen Federhärten und Dämpfungsbeiwerte im ganzen interessierenden Frequenzbereich [53], s. a. Abschnitt 42 Fahrkomfort. Die Kraft-Weg-Verhältnisse in der Reifenaufstandsfläche können mit einem Trommelprüfstand zur Erfassung lokaler und integraler Meßwerte ermittelt werden [28].

Für die Untersuchungsmöglichkeiten unter Verwendung von *ganzen Reifensätzen am Fahrzeug* wurde ein Prüfstand entwickelt [50], auf dem das dynamische Verhalten eines Pkw untersucht werden kann. Reifenspezifisch ist besonders wichtig, daß die breiten Lauftrommeln relativ dünne zylindrische Mantelflächen aus Stahl haben, die durch einen der Belastung angepaßten Trommelinnendruck stabilisiert werden müssen. Der Druck wird so hoch gewählt, daß sich für die Reifen eine nahezu ebene Aufstandsfläche ergibt.

Ein anderer neuentwickelter Fahrzeugprüfstand für Pkw und Lkw [53] wurde im Schwerpunkt für Untersuchungen des Fahrkomforts ausgelegt. Er ist jedoch auch für andere Gebrauchseigenschaften einsetzbar.

Bei Untersuchungen von [78] wurde das Versuchsfahrzeug umfassend mit modernsten Geräten zur Meßwerterfassung ausgerüstet. In Verbindung mit modernen Versuchsgeländen, wie sie bei Kraftfahrzeugherstellern und Reifenherstellern [46] verfügbar sind, ergeben sich die umfassendsten Ergebnisse. Hierbei werden moderne Hilfsmittel wie die drahtlose Übertragung der Meßwerte aus dem Versuchsfahrzeug zu einer Datenverarbeitungsstation verwendet [5]. Zur Erzielung einer außergewöhnlichen Präzision beim Befahren von vorgeschriebenen Kursen hat sich die elektronische Steuerung bewährt [19, 46]. Der Einsatz von Fahrsimulatoren [18] könnte auch für die Reifenbeurteilung bzw. für die Definition der Anforderungen an den Reifen nützlich sein.

Literatur

[1] Albat, E., Straßenschonung und Fahrsicherheit bei Schwerlastfahrzeugen mit Doppelachsen. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik, Heft 181, (1966).

[2] Alliger, G., Smith, W. A., Smith, F. M., Firestone's cast cordless tire. Rubber World (June 1971), S. 51–55.

[3] Bathelt, H., Die Berechnung des Aquaplaningverhaltens von glatten und profilierten Reifen. ATZ 75 (1973), S. 368–374.

[4] Beermann, H. J., Die Dosierbarkeit von Lenkeffekten bei unterschiedlicher Fahrzeugauslegung. ATZ 70 (1968), S. 378–384.

[5] Beitzer, H.-W., Hentschel, R., Ein Meß- und Auswertesystem mit PCM-Telemetrie zur Reifenbeurteilung im Fahrversuch. ATZ 76 (1974), S. 85–90.

[6] Bird, K. D., Martin, J. F., The Calspan Tire Research Facility: Design, Development and Initial Test Results. Society of Automotive Engineers 730582, (1973).

[7] Böhm, F., Zur Statik und Dynamik des Gürtelreifens. ATZ 69 (1967), S. 255–261.

[8] Braess, H. H., Beitrag zum Fahrverhalten des frontgetriebenen Kraftwagens beim Gaswechsel in Kurven. ATZ 71 (1969), S. 385–389.

[9] Brenner, F. C., Kondo, A., Research for a Uniform Quality Grading System for Tires. IV Tread Wear. Rubber Chemistry and Technology 44 (1971), S. 106–121.
[10] Bruns, H., Zur Simulation des Schwingungsverhaltens von Straßenfahrzeugen im Hinblick auf die Optimierung von Fahrkomfort und Fahrsicherheit. XV. FISITA-Kongreß, Paris 1974, s. a. ATZ 76 (1974), S. 282.
[11] Clark, S. K., Mechanics of Pneumatic Tires. National Bureau of Standards (U. S.) Monograph 122 (1971).
[12] Daimler, B. H., Stahl-Cord in Reifen. Kautschuk und Gummi. Kunststoffe, 21. J. (1968), S. 569–573.
[13] Danne, F. J., Spikesreifen für mehrere Winter. VDI-Nachrichten, Nr. 43 (1970), S. 29–32.
[14] Davisson, J. A., Design and Application of Commercial Type Tires. SP-344 The Fifteenth L. Ray Buckendale Lecture, Society of Automotive Engineers. Inc. (1969).
[15] Desoyer, K., Slibar, A., Kraftschlußbeanspruchungen und Schräglauf der Räder eines Kraftfahrzeuges bei stationärer Kurvenfahrt. ATZ 72 (1970), S. 206–212.
[16] Dijks, A., Versuche über die kleinstzulässige Profiltiefe von Personenwagenreifen. ATZ 75 (1973), S. 1–6.
[17] Dijks, A., Wet Skid Resistance of Car and Truck Tires. Tire Science and Technology, TSTCA, Vol. 2. No. 2 (1974), 102–116.
[18] Dobbeck, R., Lincke, W., Der VW-Fahrsimulator. ATZ 76 (1974), S. 37–41.
[19] Drebinger, P., v. Tomkewitsch, R., Europas erster fahrerloser Pkw. Siemens-Zeitschrift 43 (1969), S. 194–198.
[20] Eckelmann, W., Wesche, H., Über die Temperaturabhängigkeit physikalischer Eigenschaften von Vulkanisaten. Kautschuk und Gummi, Kunststoffe, 24. J. (1971), S. 451–455.
[21] Elliot, D. R., Klamp, W. K., Kraemer, W. E., Passenger Tire Power Consumption. Society of Automotive Engineers, 710575 (1971).
[22] Fiala, E., Willumeit, H. P., Radiale Schwingungen von Gürtel-Radialreifen. ATZ 68 (1966), S. 33–38.
[23] Frietzsche, G., Geräuschmessungen von Kraftfahrzeugen unter verschiedenen Betriebszuständen. Kampf dem Lärm 4 (1971), S. 94–103.
[24] Gauß, F., Rompe, K., Über das Lenkverhalten in Grenzbereichen. Automobil-Industrie 2 (1973), S. 33–42.
[25] Gauß, F., Isermann, H., Wanken und Kippen von Sattelkraftfahrzeugen. ATZ 76 (1974), S. 73–78.
[26] Gengenbach, W., Experimentelle Untersuchung von Reifen auf nasser Fahrbahn. ATZ 70 (1968), S. 83–89, S. 288–293, S. 310–316.
[27] Gengenbach, W., Weber, R., Das Rückstellmoment von Kraftfahrzeugreifen beim Zusammenwirken von Umfangs- und Seitenkräften. Automobil-Industrie 3 (1970), S. 85–96.
[28] Gerresheim, M., Reifenprüfstand zur Erfassung lokaler und integraler Meßwerte. Automobil-Industrie 3 (1973), S. 49–56.
[29] Gnadler, R., Beitrag zum Problem Fahrer – Fahrzeug – Seitenwind. Automobil-Industrie 3 (1973), S. 109–136.
[30] Görge, W., Einfluß der Auslegung von Nutzfahrzeugen auf die Straßenbeanspruchung, XV. FISITA-Kongreß, Paris 1974, s. a. ATZ 76 (1974), S. 283.

[31] Grandel, J., Hörz, E., Gleitbeiwert, maximaler Kraftschlußbeiwert und Bremsschlupf in Abhängigkeit vom Reifenprofil, Fahrbahnbelag und Fahrbahnzustand. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik 242 (1974).
[32] Gruber, P. M., Reifenungleichförmigkeit – Ursache und Wirkung. Automobil-Industrie 2 (1971), S. 85–90.
[33] Hahn, W. D., Über das Feder-Dämpfer-Verhalten von Luftreifen. Automobil-Industrie 4 (1973), S. 29–40.
[34] Hoefer, C., Heutige Entwicklungsrichtungen im Rennwagenbau. ATZ 75 (1973), S. 398–407.
[35] Hofferberth, W., Verhalten der Luftreifen auf nasser Straße. ATZ 67 (1965), S. 314–320.
[36] Knips, H. R., Die Abnutzung der Reifenlauffläche. Gummibereifung 47, 3 (1971), S. 80–84, S. 97.
[37] Köbberling, R., Großtest Lkw-Winterreifen. lastauto omnibus 49 (1972), S. 20–26.
[38] Kovac, F. J., O'Neil, K. B., Helms, P. E., Bias/Belted Tires, Principle and Materials of Construction. American Chemical Society, Division of Rubber Chemistry, Spring Meeting, April 24, 1968. Cleveland, Ohio.
[39] Krempel, G., Untersuchungen an Kraftfahrzeugreifen. ATZ 69 (1967), S. 1–8, S. 262–268.
[40] Kummer, H. W., Meyer, W. E., Verbesserter Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn – Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie. ATZ 69 (1967), S. 245–251, S. 382–386.
[41] Lees, G., Williams, A. R., A machine for friction and wear testing of pavement surfacing materials and tyre tread compounds. Rubber Industry 8 (1974), S. 114–120.
[42] Leiber, H., Limpert, W. D., Der Elektronische Bremsregler. ATZ 71 (1969), S. 181–189.
[43] Lüders, A., Hofmann, O., Der Einfluß von Unwucht und Rundlaufabweichung einzeln aufgehängter bereifter Räder auf die Lenkung. ATZ 71 (1969), S. 259–266.
[44] Lüders, A., Hofmann, O., Brinkmann, H., Beitrag zum Problem der Laufunruhe von Fahrzeugrädern. ATZ 73 (1971), S. 1–8.
[45] Mauk, G., Dynamisches Verhalten von Pkw-Reifen. Der Verkehrsunfall, 8 (1973), S. 145–153.
[46] Meyer, H., Reifenversuchstechnik – Verkehrssicherheit. Schriftenreihe der Deutschen Verkehrswissenschaftlichen Gesellschaft e. V., Fragen der Verkehrssicherheit, Band B 8 (1970).
[47] Mitschke, M., Schwingempfinden von Menschen im fahrenden Fahrzeug. ATZ 71 (1969), S. 217–222.
[48] Mitschke, M., Beermann H. J., Helms, H., Fahrsicherheit und Straßenschonung von ungefederten Fahrzeugen. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik 208 (1971).
[49] Neil, A. H., Jr., Kondo, A., Correcting Vehicle Shake. Tire Science and Technology, TSTCA, Vol. 2, No. 3 (1974), S. 179–194.
[50] Odier, J.-A., A dynamometer on which the dynamic behaviour of a passenger car can be simulated. Proceedings I. Mech. Eng., Volume 186, 7/12 (1972).
[51] Rauch, H. H., v. Schieszl, S. Ermittlung der Lebenserwartung von Rei-

fen aus technischen Einzeldaten im Vergleich zu ihrer Laufleistung auf der Straße. ATZ 76 (1974), S. 78–85.
[52] Reichenbach, D., Eckelmann, W., Zur Konzentrationsabhängigkeit der Vulkanisate. Kautschuk und Gummi. Kunststoffe, 24. J. (1971), S. 443–450.
[53] Rixmann, W., Das Reifen-Entwicklungszentrum der Continental-Gummi-Werke AG. ATZ 74 (1972), S. 253–255.
[54] Sabay, B., Williams, T., Lupton, G. N., Factors Affecting the Friction of Tires on Wet Roads. International Automobile Safety Conference Compendium 700376 (1970), S. 324–340.
[55] Sachs, L., Statistische Auswertungsmethoden. Berlin . Heidelberg . New York 1969.
[56] Schallamach, A., Der Einfluß der Reifenmechanik auf den Reifenverschleiß. Gummi Asbest + Kunststoffe 25 (1972), S. 442–448.
[57] Scheuba, N., Das Zusammenspiel von Spikes und Reifen. ATZ 73 (1971), S. 18–22.
[58] Schubert, K., Seitenkräfte an rollenden Luftreifen bei periodischen Felgenquerbewegungen. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik 230 (1973).
[59] Schulze, K., Der Verschleiß von Asphaltstraßen durch Reifen mit Spikes. Automobil-Revue 39 Bern 1971, S. 45 u. 47.
[60] Schulze, K., Der Verschleiß von Asphaltstraßen durch Spikesreifen. Automobil-Revue 40, Bern 1971, S. 45.
[61] Schuring, D. J., Bird, K. D., Martin, J. F., Power Requirements of Tires and Fuel Economy. Tire Science and Technology, TSTCA, Vol. 2, No. 4 (1974), S. 261–285.
[62] Senger, G., Über dynamische Radlasten beim Überrollen kurzwelliger Unebenheiten durch schwere Luftreifen. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik 187 (1967).
[63] Sheirko, F., Einfluß der Achsparameter und Reifen auf den Geradeauslauf von Straßenfahrzeugen unter besonderer Berücksichtigung der Querkräfte. Automobil-Industrie 1 (1973), S. 51–65.
[64] Springenschmid, R., Sommer, H., Einflüsse von Spikesreifen und Geschwindigkeit auf den Verschleiß von Straßenbeton. Straße und Autobahn 11 (1971) S. 83–88.
[65] Studt, H.-J., Stand der Reifen-Cord-Entwicklung unter dem Gesichtspunkt der verschiedenen Rohstoffe. Kautschuk und Gummi . Kunststoffe, 21. J. (1968), S. 385–391.
[66] Ullrich, S., Das Rollgeräusch von Personenwagen aus Freifelduntersuchungen im Vergleich zu solchen am Lauftrommelprüfstand. ATZ 76 (1974), S. 254–258.
[67] Vandendriessche, G., Verfahren zur Analyse und Reduzierung des Lärmpegels von Lastkraftwagen. ATZ 76 (1974), S. 182–187.
[68] Weber, R., Reifen auf Glatteis. ATZ 74 (1972), S. 1–9, S. 146–150.
[69] Weber, R., Messungen bei instationärem Schräglauf an Reifen – ein Beitrag zur Beurteilung sicherheitsrelevanter Fahrzustände. Vortrag ESV-Conference, London 1974.
[70] Weber, R., Untersuchungen zur Standfestigkeit von Pkw-Reifen im Hochgeschwindigkeitstest. Automobil-Industrie 1 (1974), S. 19–23.
[71] Weber, R., Reifen auf Spiegeleis nahe null Grad. Gummibereifung 2 (1974), S. 60–62.

[72] Yamakawa, S., Kadono, J., Go, T., Modelle für Straßenunebenheiten und nicht lineare Federungssysteme. XV. FISITA-Kongreß, Paris 1974, s. a. ATZ 76 (1974), S. 280.
[73] Yeager, R. W., Tuttle, J. L., Testing and Analysis of Tire Hydroplaning. Society of Automotive Engineers 720471 (1972).
[74] Young, M. A., Cords and fibres. Progress of Rubber Technology Volume 37 (1975), S. 127–149.
[75] Zoeppritz, H. P., Prüfprobleme bei Kraftfahrzeugreifen. Gummibereifung 11 (1971), S. 34–37.
[76] Zoeppritz, H. P., Möglichkeiten und Grenzen des Reifen-Ablaufgeräusches, ATZ 74 (1972), S. 13–16.
[77] Zomotor, A., Testmethoden zur Untersuchung der Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen im instationären Betrieb. ATZ 76 (1974), S. 223–229.
[78] Zomotor, A., Braess, H. H., Rönitz, R., Doppelter Fahrspurwechsel – eine Möglichkeit zur Beurteilung des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen? ATZ 76 (1974), S. 258–263.
[79] Lastwagenreifen als Lärmquelle. Automobil Revue 28, Bern 1974, S. 21.

2.13 Radaufhängung, Federung und Dämpfung

Adam Zomotor

1 Abgrenzung
2 Radaufhängungssysteme
21 Allgemeine Anforderungen
22 Gliederung vorhandener Systeme
23 Kenngrößen
231 Grundgrößen
231.1 Radstand
231.2 Spurweite
231.3 Vorspur
231.4 Sturz
231.5 Spreizung
231.6 Nachlauf
231.7 Lenkrollhalbmesser
232 Achskinematische Kenngrößen
232.1 Momentanzentrum
232.2 Schrägfederung
232.3 Anfahrnickausgleich und Bremsnickausgleich
3 Federung und Dämpfung
31 Allgemeine Anforderungen
32 Zusammenhang verschiedener Kenndaten der Federung
33 Gesichtspunkte zur Auslegung von Fahrzeugfederungen
331 Beurteilungsmaßstäbe für die Schwingbequemlichkeit
332 Einfluß der Achsparameter
333 Weitere Möglichkeiten zur Optimierung der Federung
4 Konstruktive Ausführungen
41 Allgemeine Tendenzen
42 Radaufhängung und Federung bei Personenwagen
421 Vorderachsen
421.1 Doppelquerlenkerachsen
421.2 McPherson-Achsen
422 Hinterachsen
422.1 Starrachsen
422.2 Hinterachsen mit Einzelradaufhängung
423 Federungssysteme mit Niveauregelung
424 Einzelteile
424.1 Radlagerungen
424.2 Federbeinlagerung
424.3 Schraubenfeder
424.4 Lenker und Lenkerlager
43 Radaufhängung und Federung bei Nutzfahrzeugen und Omnibussen

1 Abgrenzung

In diesem Abschnitt werden die Kenngrößen der Radaufhängung und der Achskinematik, Gesichtspunkte zur Auslegung von Federung und Dämpfung sowie konstruktive Ausführungen von Radaufhängungssystemen und deren Einzelteilen behandelt.

2 Radaufhängungssysteme

21 Allgemeine Anforderungen

Die Radaufhängung stellt die Verbindung zwischen Rad und Aufbau her. Hinsichtlich der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts und auch der Beanspruchung des Wagenkastens kommt der Aufhängung große Bedeutung zu. Sie muß konstruktiv so ausgebildet sein, daß die zwischen Rad und Fahrbahn wirkenden Kräfte an möglichst steifen Rahmen- bzw. Karosserieteilen aufgenommen werden und die freien

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

Feder- und Lenkbewegungen der Räder auch in extremen Fahrzuständen gewährleistet bleiben. Das Fahr- und Lenkverhalten des Fahrzeuges hängen in starkem Maße von der kinematischen Eigenschaft und der Steifigkeit der Aufhängung ab. Um eine präzise Lenkung und gute Geradeauslaufeigenschaften zu erreichen, sollte die Aufhängung grundsätzlich steif sein. Die Anlenkpunkte der Achsteile, wie Lenker und Gelenkstäbe, müssen trotzdem geräuschisolierend, meist in Gummi, am Rahmen oder an der Karosserie gelagert werden. Die Achskinematik sollte so ausgelegt sein, daß die Bewegungen der Radebene bei Ein- und Ausfederung, sowie die elastischen Verschiebungen der Achse unter Wirkung von Kräften zur Verwirklichung der gewünschten Fahreigenschaften beitragen können.

Wesentliche Bestandteile der Aufhängung sind die Federn und die Schwingungsdämpfer. Ihre Aufgabe ist es, einerseits Fahrbahnstöße und Radschwingungen vom Aufbau zu isolieren, andererseits die dynamischen Radlastschwankungen möglichst klein zu halten, damit ein guter Bodenkontakt der Räder gewährleistet ist. Die optimale Erfüllung dieser Aufgaben ist nur durch eine sorgfältige Auslegung und Abstimmung von Radführungselementen, Federung und Dämpfung möglich.

22 Gliederung vorhandener Systeme

Radaufhängungssysteme kann man in zwei große Gruppen, in Vorder- und Hinterachsen aufteilen. Prinzipiell könnten vordere und hintere Radaufhängungen gleich sein. Grundlegende Unterschiede in der Konstruktionsform von Achsen ergeben sich danach, ob die Räder lenkbar oder nicht lenkbar sind und ob sie angetrieben oder nicht angetrieben werden. Durch diese unterschiedlichen Funktionsmerkmale sind Abweichungen in der Ausführung von Vorder- und Hinterradaufhängungen begründet. Bei den heutigen Personenwagen, Omnibussen und Nutzfahrzeugen werden üblicherweise die Vorderräder gelenkt, bei Spezial- und Geländefahrzeugen sowie Arbeits- und Baumaschinen können Hinterrad- oder Allradlenkungen vorhanden sein. Die Lage der angetriebenen Achse hängt vom Konstruktionsprinzip des Fahrzeuges ab. Bei Straßenfahrzeugen findet man Vorder- oder Hinterradantrieb, bei geländegängigen Farhzeugen wird meist Allradantrieb verwendet.

Die Aufhängungsteile werden bei Personenwagen häufig nicht direkt am Aufbau, sondern an einem Hilfsrahmen, am Fahrschemel, gelagert, der durch Gummilager an der Karosserie befestigt ist. Dadurch erreicht man eine bessere Isolation von Abrollgeräuschen und vereinfacht Montage, Einstellarbeiten und Reparaturen. Die Elastizität der Aufhängung wird jedoch durch die zusätzlichen Gummilager größer.

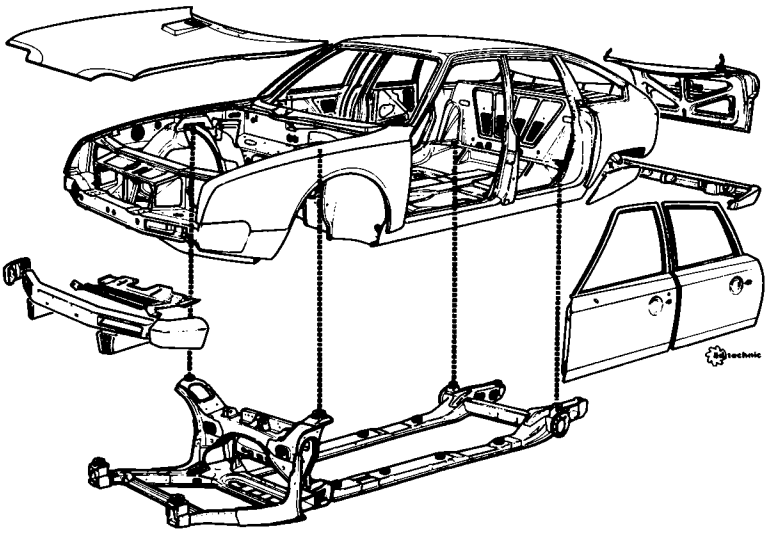


Bild 1. Perimeterrahmen der Citroën CX-Modelle

Ein Fahrschemel kann sowohl an der Vorderachse als auch an der Hinterachse verwendet werden. Personenwagen haben heute vorwiegend eine selbsttragende Karosserie. Es gibt Ausführungen, auch bei neueren Fahrzeugen, wobei der vordere und hintere Fahrschemel zu einem Hilfsrahmen zusammengefaßt sind (Perimeterrahmen). An diesen durchgehenden Hilfsrahmen sind sämtliche Aufhängungsteile angelenkt. Der Aufbau wird durch mehrere Gummilager am Perimeterrahmen befestigt. Bild 1 zeigt diese Lösung am Beispiel der Citroën CX-Modelle. Vorteil dieser Konstruktion ist eine gute Schwingungs- und Geräuschisolation der Fahrgastzelle.

23 Kenngrößen

Die konstruktive Lösung von Radführungen ist je nach Achsbauart verschieden. Auf Grund der gleichen Funktionsaufgabe haben jedoch alle Bauarten gemeinsame Konstruktionsmerkmale. Daraus folgt, daß Radaufhängung und Achskinematik unabhängig vom Konstruktionsprinzip durch die gleichen charakteristischen Größen beschrieben werden können. Welche Kenngrößen für eine Radaufhängung wichtig sind, hängt auch davon ab, ob es sich um eine Vorder- oder Hinterachse handelt und ob die Räder gelenkt oder nicht gelenkt bzw. angetrieben oder nicht angetrieben werden.

Bei Lenkachsen, vorwiegend Vorderachsen, ist das Rad an einem beweglichen Teil der Achse, am Achsschenkel, gelagert. Der Achsschenkel kann um den Achsschenkelbolzen oder idealisiert um eine zur Vertikalen leicht geneigte Schwenkachse die Drehbewegungen beim Lenken ausführen. Der Achsschenkel bzw. bei nichtgelenkten Achsen der Achskopf (Rad, Radlagerung und evtl. Bremse) wird durch verschiedene Lenkeranordnungen an die Karosserie oder an einen Hilfsrahmen beweglich angelenkt. Die Lenker stützen sich über die Feder und Schwingungsdämpfer an der Karosserie oder am Hilfsrahmen ab. Aus der beschriebenen Anordnung ergeben sich die Kenngrößen der Aufhängung und der Achskinematik [45].

Als Ausgangslage für die Definition der verschiedenen Parameter wird die räumliche Stellung der Achse bei einer mittleren Belastung des Wagens gewählt. Diese Nullstellung nennt man auch Konstruktionslage, da die konstruktive Auslegung des Fahrzeuges durchweg für diesen Zustand erfolgt.

Zur Charakterisierung der Achsen und der Radaufhängung kann man von zwei Arten der Kenngrößen sprechen:

a) *Grundgrößen* sind Kenngrößen, die im Prinzip unabhängig von anderen Parametern konstruktiv wählbar sind. Sie sind am Fahrzeug direkt meßbar, zum Teil einstellbar. Hierzu gehören:
   Radstand,
   Spurweite,
   Vorspur,
   Sturz,
   Spreizung,
   Nachlauf,
   Lenkrollhalbmesser.

b) *Achskinematische Kenngrößen* sind durch die Aufhängung und Bewegungsmöglichkeiten der Achse bestimmt. Sie können nicht unabhängig von anderen Achsparametern gewählt werden, ihre Beeinflussung kann nur durch spezielle Radaufhängungssysteme erfolgen.

   Solche Größen sind:

   Lage der Momentanzentren in der Quer- und Längsebene des Fahrzeuges,
   Schrägfederung,
   Brems- und Anfahrnickausgleich.

Die Kenngrößen nach a) und b) werden üblicherweise für die Konstruktionslage des Fahrzeuges bei Geradeausstellung der Lenkung angegeben; sie ändern sich jedoch mit folgenden Variablen:

Ein- und Ausfederung,
Lenkeinschlag,
Krafteinwirkung.

Die Charakteristik dieser Änderungen ist für das Fahrverhalten von großer Wichtigkeit, deshalb wird bei der Auslegung der Radaufhängung diesen Eigenschaften immer mehr Aufmerksamkeit gewidmet.

231 Grundgrößen

231.1 Radstand

Radstand ist der Abstand von Mitte Vorderachse bis Mitte Hinterachse. Ein großer Radstand verringert im allgemeinen die Tendenz zu Nickschwingungen, d. h., daß ein guter Fahrkomfort durch weiche Federung möglich ist. Ein kürzerer Radstand begünstigt die statische Lenkempfindlichkeit 1/iL (i = Lenkübersetzung, L = Radstand) und damit bei gleichem i auch die Kurvengängigkeit, da für den gleichen Kurvenradius ein kleinerer Einschlagwinkel erforderlich ist. Der Radstand kann bei bestimmten Konstruktionen, z. B. bei hintereinander liegenden Drehstabfedern, auf der linken und rechten Fahrzeugseite unterschiedlich sein.

231.2 Spurweite

Spurweite ist der Abstand zwischen den Mittelpunkten der Aufstandsflächen vom linken und rechten Rad. Sie kann vorne und hinten unterschiedlich sein. Hierbei spielen meistens neben den fahrdynamischen Gesichtspunkten auch die Raumverhältnisse eine Rolle.

Spurweitenänderungen bei Ein- und Ausfederung sind bei hochliegendem Momentanzentrum nicht zu vermeiden (ausgenommen Starrachse), sie sollten jedoch so klein wie möglich gehalten werden.

231.3 Vorspur

Vorspur ist der Winkel zwischen Spurlinie (Schnittlinie der Radebene mit der Fahrbahn) und der Fahrzeuglängsachse. Sie wird für eine Achse auch in mm als Maßdifferenz angegeben, um die die Felgenhörner hinten weiter auseinanderstehen als vorn. Negative Vorspur wird Nachspur genannt. Vor- oder Nachspur werden bei Geradeausfahrtstellung der Räder definiert. Durch die Winkelstellung des Rades zur Fahrtrichtung entstehen auch bei Geradeausfahrt Schräglaufwinkel und damit Seitenkräfte, die das Lenkgestänge in eine Richtung vor-

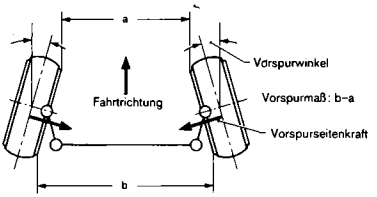


Bild 2. Definition der Vorspur und Vorspurseitenkraft

spannen (Bild 2). Wichtig für das Fahr- und Bremsverhalten des Fahrzeuges ist die Änderung der Vorspur über der Ein- und Ausfederung und bei Einwirken von Seiten-, Anfahr- und Bremskräften. Man ist bestrebt, die Vorspuränderung im mittleren Federungsbereich möglichst klein zu halten, um den Reifenverschleiß zu mindern.

Durch eine konstruktiv vorgesehene Vorspuränderung bei wechselseitiger Federung in Kurvenfahrt kann das Eigenlenkverhalten des Fahrzeuges beeinflußt werden. Ein Gegenlenken der Hinterräder in der Kurve durch die federwegbedingte Vorspuränderung verstärkt das Untersteuern (Rolluntersteuern). Eine starke Rollsteuerung verschlechtert jedoch den Geradeauslauf auf unebener Fahrbahn.

Die beim Bremsen am Rad nach hinten wirkende Kraft verschiebt die Radebene durch die Elastizitäten der Radaufhängung bei den üblichen Einzelradaufhängungen auf Nachspur. Für die Richtungsstabilität bei einseitig ziehenden Bremsen wäre jedoch eine Vergrößerung der Vorspur günstig. Neuere Überlegungen für die Erzielung dieses Effektes durch entsprechende Auslegung der Aufhängungselastizität und der Kinematik wurden zum Teil bereits konstruktiv verwirklicht [2, 47]. Die Änderung der Vorspur bei Kurvenfahrt durch die Einwirkung der Seitenkraft nennt man Seitenkraftsteuern (s. auch 2.14, Lenkung).

231.4 Sturz

Sturz wird definiert als die Neigung der Radebene zu einer im Radaufstandspunkt errichteten Senkrechten zur Fahrbahn. Durch die unsymmetrische Verformung in der Reifenaufstandsfläche entstehen am Rad eine Seitenkraft in Richtung der Neigung und ein Moment um die Radhochachse, das die Radebene in Richtung des Sturzes drehen will (Bild 3). Das Vorzeichen des Sturzwinkels wird in der Praxis auf den Aufbau bezogen. Positiv ist der Sturz, wenn die obere Radhälfte nach außen (entgegen Wagenmitte) geneigt ist. Bei Kurvenfahrt ist diese Vorzeichenfestlegung für das linke und rechte Rad nicht eindeutig, weil der Sturzwinkel zur Karosserie durch die Kurvenneigung des Aufbaus (Wanken) nicht mehr gleich mit dem Sturz zur Fahrbahn

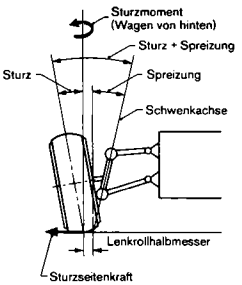


Bild 3. Definition von Sturz und Spreizung, die Sturzseitenkraft am Reifen in der Aufstandsfläche zeigt in Richtung des Sturzes.

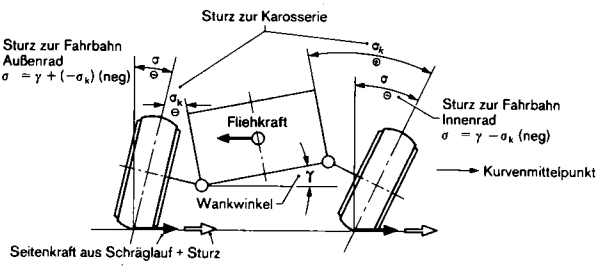


Bild 4. Vorzeichendefinition des Sturzes zur Karosserie und zur Straße bei Kurvenfahrt

ist (Bild 4). Bei Kurvenfahrt ist wichtig, ob die wirksam werdende Sturzseitenkraft die Seitenführung verbessert oder verschlechtert. Wird das Rad zum Kurvenmittelpunkt hin geneigt, entsteht durch den Sturz ein Abstützeffekt gegen die Fliehkraft. Bei entgegengesetzter Neigung der Radebene wird die Seitenführung verschlechtert. Demnach ist für die Seitenführung günstig, wenn das in der Kurve einfedernde Außenrad in einen negativen und das ausfedernde Innenrad in einen positiven Sturz zum Aufbau gehen.

Die Sturzänderungskurve über dem Federweg wird meistens so ausgelegt, daß im mittleren Federungsbereich möglichst wenig Änderungen auftreten. Bei größeren Einfederungen geht das Rad in einen negativen, bei Ausfederungen häufig in einen positiven Sturz zur Karosserie. Wichtig für die Seitenführung ist auch die Sturzänderung mit dem Lenkeinschlag an gelenkten Achsen. Es wird durch die Neigung der Schwenkachse um den Nachlaufwinkel erreicht, daß am Außenrad ein negativer und am Innenrad ein positiver Sturz entsteht.

Der effektive Sturz zur Straße kann bestimmt werden, wenn man den Sturzwinkel zur Karosserie (vorzeichenrichtig) am Außenrand zum Wankwinkel addiert und am Innenrad vom Wankwinkel abzieht. Dabei ergibt sich automatisch als Vorzeichen des Sturzes zur Straße

für ein Rad, das zum Kurvenmittelpunkt hin geneigt ist und damit die Seitenführung erhöht, ein Minus und für die entgegengesetzte Neigung des Rades ein Plus, unabhängig davon, ob es sich um ein Außen- oder Innenrad handelt (Bild 4).

231.5 Spreizung

Spreizung ist der Neigungswinkel der Schwenkachse des Rades in der Projektion auf eine quer zur Fahrtrichtung stehende, senkrechte Ebene, sie ist positiv, wenn der obere Teil der Schwenkachse nach innen (zur Fahrzeugmitte) geneigt ist (Bild 3). Die Spreizung ist als kinematische Größe nur bei gelenkten Achsen definiert und dient zur Erzeugung eines statischen Rückstellmomentes bei Lenkeinschlag. Durch die Spreizung ist aber auch die konstruktive Möglichkeit gegeben, einen gewünschten kleinen oder negativen Lenkrollhalbmesser zu verwirklichen. Der Gesamtwinkel Sturz + Spreizung ist für einen Achsschenkel eine konstante Größe, die Spreizungsänderung ist deshalb identisch mit der Sturzänderung.

231.6 Nachlauf

Nachlauf wird definiert als die Strecke, um die der Radaufstandspunkt der Verlängerung der Schwenkachse des gelenkten Rades auf der Fahrbahn nachläuft (in Seitenansicht). Konstruktiv kann er durch eine Neigung der Schwenkachse in Fahrzeuglängsrichtung (Nachlaufwinkel) oder durch Verschieben der Schwenkachse vor die Radmitte (Nachlaufversatz) verwirklicht werden. Bei einigen Achsen werden Nachlaufwinkel und Nachlaufversatz kombiniert (Bild 5). Der negative Nachlauf wird sinngemäß Vorlauf genannt. Der Nachlauf ist für die Lenkungsstabilität wichtig, die Seitenkräfte bewirken an diesem Hebelarm

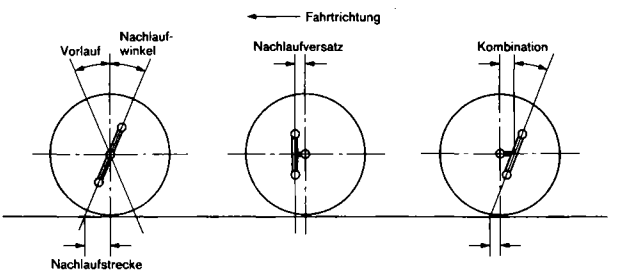


Bild 5. Definition von Nachlaufwinkel und Nachlaufversatz

ein rückstellendes Moment für die Lenkung bei Kurvenfahrt. Außerdem ergibt die Änderung des Sturzwinkels durch den Nachlaufwinkel beim Lenkeinschlag eine Erhöhung der Seitenführung. Die Änderung des Nachlaufwinkels bei Einfederung hängt mit den Maßnahmen zusammen, die zur Erzielung eines Bremsnickausgleiches notwendig sind.

Im Gegensatz zum hier beschriebenen *geometrischen Nachlauf* wird die Verlagerung des Seitenkraftangriffspunktes durch die Vorgänge in der Reifenaufstandsfläche bei Schräglauf vom Mittelpunkt nach hinten *Reifennachlauf* oder *pneumatischer Nachlauf* genannt.

231.7 Lenkrollhalbmesser

Lenkrollhalbmesser ist der Abstand zwischen dem Durchstoßpunkt der Schwenkachse des gelenkten Rades auf der Fahrbahn und der Mitte der Reifenaufstandsfläche in der Projektion auf eine quer zur Fahrtrichtung stehende Ebene. Er ist positiv, wenn der Durchstoßpunkt in der Projektion näher zur Fahrzeugmittellinie liegt als die Mitte der Aufstandsfläche (Bild 6).

Der Lenkrollhalbmesser ist ein Maß für den wirksamen Hebelarm um die Schwenkachse der am Rad wirkenden Umfangskräfte. Der Einfluß seiner Größe auf Lenk- und Störmomente sowie auf die Richtungsstabilität beim Bremsen muß in Verbindung mit anderen Parametern wie z. B. Spreizung und Nachlauf, aber auch Elastizitäten der Radaufhängung betrachtet werden. Ein bei neueren Achsen immer häufiger vorkommender negativer Lenkrollhalbmesser (Durchstoßpunkt der Schwenkachslinie auf der Fahrbahn liegt außerhalb der Spurweite) bewirkt, daß die Räder unter Wirkung von Bremskräften bedingt durch die Elastizitäten in Vorspur gehen. Bei einseitig ziehenden Bremsen ist dies von großem Vorteil, da die Seitenkraft, welche durch die Vorspurstellung auftritt, ein der einseitig wirkenden Bremskraft entgegengerichtetes Giermoment um den Fahrzeugschwerpunkt erzeugt [2 u. 10]. Bei der optimalen Größe des negativen Lenkrollhalbmessers (etwa 0 − 20 mm) gleichen sich diese Momente etwa aus und das Fahrzeug bleibt richtungsstabil. Die Verwirklichung eines negativen Lenkrollhalbmessers ist konstruktiv im allgemeinen schwierig, da das untere Radführungsgelenk weit in die Radscheibe hineingebaut werden muß und dadurch für die Bremse weniger Platz vorhanden ist. Aus diesem Grunde wird bei modernen Radaufhängungen versucht, den konstruktiven Lenkrollhalbmesser durch entsprechende Auslegung der Elastizitäten und der Aufhängungskinematik unter der Wirkung der Kräfte in negative Richtung auf das optimale Maß zu vergrößern. Diesen sich durch die Radbewegung ergebenden Radius nennt man auch ideellen negativen Lenkrollhalbmesser [11]. Der ideelle Lenkrollhalbmesser kann nicht nur bei gelenkter Achse, son-

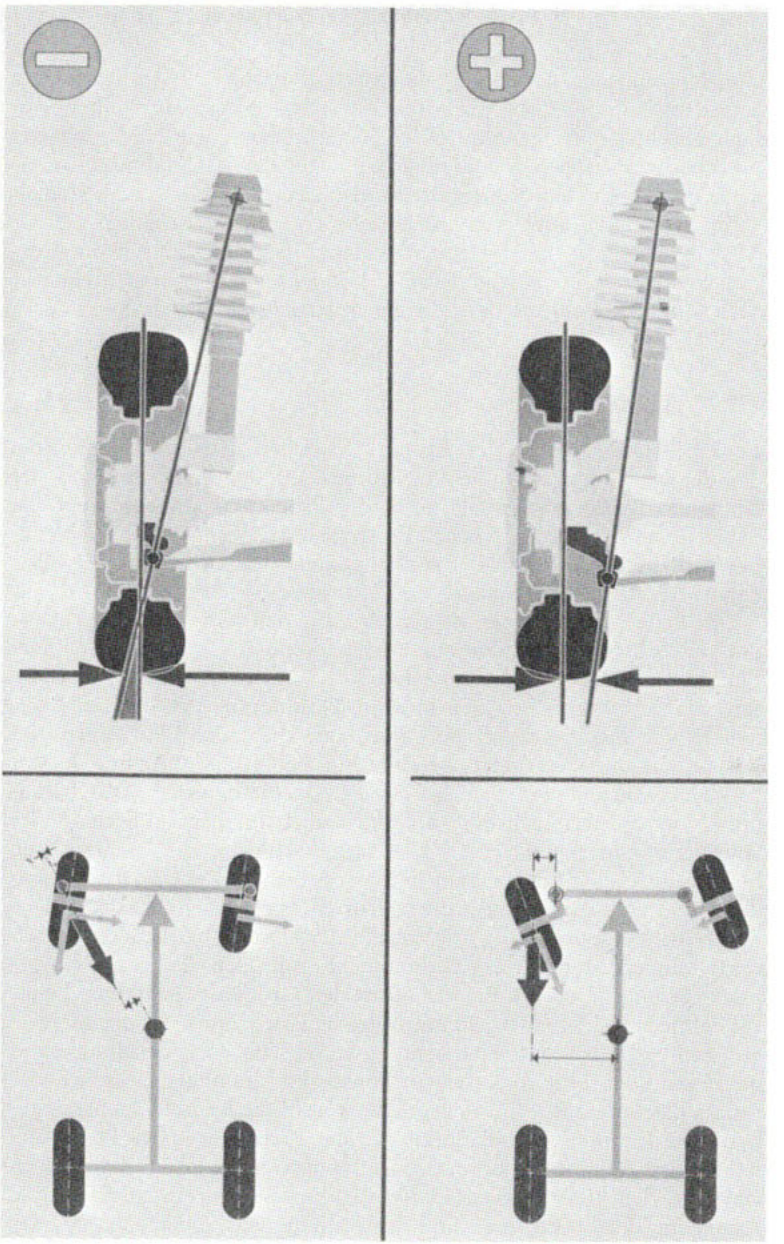


Bild 6. Definition und Vorzeichen des Lenkrollhalbmessers (oben), Wirkung der Kräfte bei einseitiger Bremskraft, Stabilisierung bei negativem Lenkrollhalbmesser (unten). (Aus: ATZ 1975, Seite 111, VW Golf)

dern auch an einer nicht gelenkten Hinterachse konstruktiv verwirklicht werden, wenn man das Eigenlenkverhalten durch gezielte elastische Spuränderung der Räder beeinflussen will.

232 Achskinematische Kenngrößen

232.1 Momentanzentrum

Momentanzentrum ist ein Begriff der Getriebelehre und bezeichnet den Punkt, um den die allgemeine Bewegung eines starren Körpers in einer bestimmten Ebene für einen endlich kleinen Moment als Drehung aufgefaßt werden kann. Dieser momentane Drehpunkt wird auch Momentanpol genannt. Zur Unterscheidung spricht man in der Fahrzeugtechnik vom *Momentanzentrum* der Achse, wenn man den Punkt meint, um den sich der Aufbau bei Einwirkung einer Seitenkraft zu drehen anfängt und vom *Momentanpol* zur Bezeichnung des Drehpunktes, um den sich das Rad und die damit verbundenen Achsteile bei einer Federbewegung drehen.

Für die Beschreibung der Radbewegung bei Ein- und Ausfederung muß man zwischen den Momentanpolen in der Quer- und Längsebene des Fahrzeuges unterscheiden. Jeder bewegte Punkt des Rades beschreibt einen Kreisbogen um die momentane Drehachse der Bewegung. Die Momentanpole des Rades ergeben sich als die Durchstoßpunkte der momentanen Drehachse mit den im Radaufstandspunkt

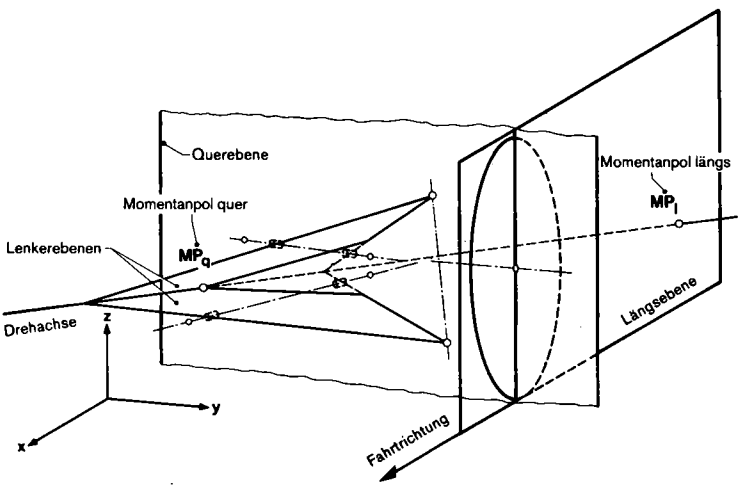


Bild 7. Ermittlung der Momentanpole der Radbewegung in der Quer- und Längsebene für Doppelquerlenkerachsen

errichteten, auf die Fahrbahn senkrecht und zur Fahrtrichtung quer bzw. parallel stehenden Ebenen (Bild 7). Momentanzentrum der Achse (in der Querebene definiert) ist der Schnittpunkt der Geraden, welche die Momentanpole des linken und rechten Rades mit der Mitte der entsprechenden Reifenaufstandsflächen verbinden. Wenn der Aufbau zur Fahrbahn parallel steht (kein Wanken), schneiden sich die beiden Strahlen in der Symmetrieebene des Fahrzeuges (Bild 8). Die Höhe des Momentanzentrums ist bei Einzelradaufhängungen bestimmend für die Spurweitenänderung. Bei den meisten Achsen ändert sie sich mit dem Federweg. Die jeweilige Höhe kann aus der gemessenen Spurweitenänderung ermittelt werden, indem man an die Tangente der Spurweitenänderungskurve Senkrechte errichtet und den Schnittpunkt dieser Strahlen mit der Vertikalen in Achsmitte bildet (Bild 9). Die Verbindungslinie der Momentanzentren an Vorder- und Hinterachse wird Rollachse (oder Wankachse) genannt. Die Lage der Rollachse ist wichtig für die Kurvenneigung, da sich der Aufbau unter Wirkung der Fliehkraft um diese Achse dreht. Um eine kleine Wankneigung zu erreichen, sollte die im Aufbauschwerpunkt angreifende Fliehkraft möglichst einen kleinen Hebelarm zur Rollachse haben. Diese Forderung bedeutet eine obenliegende Rollachse, die jedoch im allgemeinen mit größeren Spurweitenänderungen verbunden

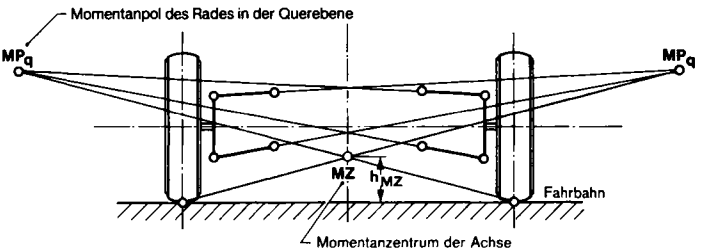


Bild 8. Ermittlung des Momentanzentrums der Achse

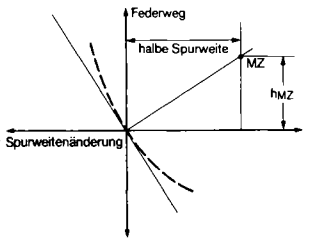


Bild 9. Ermittlung der Höhe des Momentanzentrums aus der gemessenen Spurweitenänderungskurve

ist. Durch die seitliche Verlagerung der Momentanzentren der Achsen bei Kurvenfederung ändert sich auch die räumliche Lage der Rollachse.

Durch die Lage des Momentanpoles des Rades in Längsrichtung werden Schrägfederung, Brems- und Anfahrnickausgleich beeinflußt.

232.2 Schrägfederung

Schrägfederung ist die Verschiebung des Radmittelpunktes beim Einfedern in Längsrichtung. Sie ist in Konstruktionslage definiert als der Winkel zwischen der Vertikalen und der Tangente an die Erhebungskurve des Radmittelpunktes in der Projektion auf eine zur Fahrzeuglängsrichtung parallele, senkrecht stehende Ebene (Bild 10). Die Schrägfederung ist positiv, wenn sich der Radmittelpunkt beim Einfedern nach hinten bewegt.

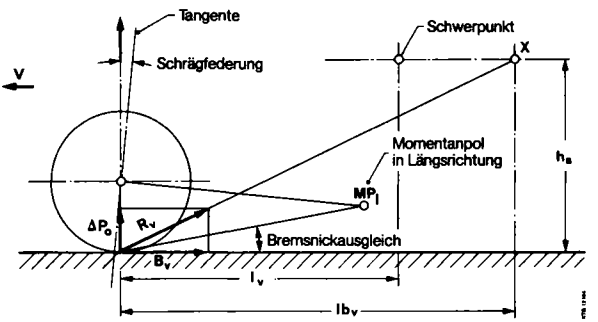


Bild 10. Definition der Schrägfederung und des Bremsnickausgleiches

Für die Milderung des Abrollgeräusches und der Stoßbelastung ist eine positive Schrägfederung von Vorteil, da das Rad beim Überfahren von Hindernissen in Richtung der schräg nach hinten wirkenden dynamischen Radlast ausweichen kann. Eine bestimmte Größe der Schrägfederung kann durch die Radführungskinematik vorgesehen werden. Die Richtung der Radbewegung hängt von der Lage des Momentanpoles (Längspol) ab. Man muß jedoch berücksichtigen, daß durch die Elastizitäten in der Aufhängung unter Kraftwirkung eine zusätzliche Längsverschiebung des Rades auftritt. Diese elastische Schrägfederung addiert sich zu der kinematischen Schrägfederung. Die Größe der kinematischen Schrägfederung hängt mit der Stärke des Anfahrnickausgleiches zusammen.

232.2 Bremsnickausgleich und Anfahrnickausgleich

(Bremsnickausgleich (Anti-Dive) und Anfahrnickausgleich (Anti-Squat, Anti-Lift)).

Das Prinzip des Bremsnickausgleiches liegt darin, mit einer entsprechenden Radanlenkung den Momentanpol in Längsrichtung (auch Nickzentrum genannt) möglichst auf die Wirkungslinie der Resultierenden aus Bremskraft und der dynamischen Radlaständerung zu legen. In diesem Fall erzeugt die resultierende Kraft am Rad kein Moment um den Momentanpol, so daß kein Bremstauchen auftritt (Bild 10). Die Wirkungslinie der Resultierenden ist die Verbindung zwischen der Mitte der Reifenaufstandsfläche und einem Punkt X in Schwerpunktshöhe, wobei X den Radstand entsprechend dem Bremskraftverhältnis von Vorder- und Hinterachse teilt. Für die Bezeichnung des Bremsnickausgleiches kann der Stützwinkel gewählt werden, den die Verbindungslinie zwischen der Mitte der Reifenaufstandsfläche und dem Momentanpol mit der Fahrbahnebene einschließt. Die Änderung des Bremsnickausgleiches mit der Einfederung hängt von der Höhenänderung des Momentanpoles ab. Um die Einfederung möglichst klein zu halten, wird angestrebt, die Stärke des Nickausgleiches mit dem Federweg progressiv zunehmen zu lassen (progressiver Bremsnickausgleich).

Beim Anfahrnickausgleich (nur an angetriebenen Achsen möglich) sind die Verhältnisse ähnlich. Man muß bei der Konstruktion bzw. Berechnung beachten, daß die Antriebskraft in Radmitte wirkt. Bei neueren Achsen wird eine Kombination von Brems- und Anfahrnickausgleich angestrebt (Bild 54).

3 Federung und Dämpfung

31 Allgemeine Anforderungen

Die Abstimmung von Federung und Dämpfung ist für die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort von großer Bedeutung. Eine gleichzeitige Optimierung der Auslegung für gute Fahreigenschaften und guten Fahrkomfort ist nur bedingt möglich, da sich die unterschiedlichen Anforderungen widersprechen. Man muß hier versuchen, den besten Kompromiß zu finden. Dies betrifft nicht nur die eigentliche Federung und Dämpfung, sondern auch die Elastizitäten und Reibungen in den Radaufhängungsteilen, welche die Federungseigenschaften, die Geräuschübertragung und die Fahrpräzision beeinflussen.

Bei der Auslegung von Fahrzeugfederungen müssen folgende Forderungen berücksichtigt werden:

Insassen, Ladegut und Fahrzeugteile sollen weitestgehend von den mechanischen Schwingungen geschützt werden,

Die Radlast soll nur wenig um die statische Radlast schwanken, um die für die Fahrsicherheit wichtigen Horizontalkräfte (Seitenführungs-, Brems- und Anfahrkräfte) jederzeit übertragen zu können,

Die Kurvenneigung soll nicht zu groß sein,

Das Eigenlenkverhalten sollte über einen weiten Bereich neutral bis leicht untersteuernd bleiben und sich nicht plötzlich ändern,

Die Federungseigenschaften sollen sich mit der Zuladung nicht stark ändern,

Die Beanspruchung des Wagenkastens sollte gering sein.

Diese Forderungen widersprechen einander. Die beste Isolierung der Insassen wird durch weiche Federung und niedrige Dämpfung erreicht. Für die Minderung der Radlastschwankungen ist jedoch eine relativ starke Dämpfung erforderlich.

Der Einsatz von modernen Berechnungs- und Meßverfahren bei der Entwicklung von Kraftfahrzeugen ermöglicht eine immer leichtere Bauweise. Als Folge davon ist das Verhältnis von Nutzlast zu Eigengewicht angestiegen. Da jedoch die zur Verfügung stehenden Federwege gleich geblieben oder sogar kleiner geworden sind, werden die Fahrzeugfederungen mit einer progressiven Kennung ausgelegt (Bild 11). Die Progressivität der Federkennung kann durch progressive Stahlfedern, Stufenfedern, Anschlagpuffer oder durch Luft- bzw. hydropneumatische Federung erreicht werden. Es wird angestrebt, die progressive Kennlinie so zu wählen, daß die Aufbauresonanzfrequenz im Hauptfahrbereich möglichst unabhängig von der Zuladung konstant bleibt. Ein belastungsunabhängiges Schwingungsverhalten ist aus Gründen des Fahrkomforts und auch der Fahrsicherheit erwünscht.

32 Zusammenhang verschiedener Kenndaten der Federung

Zur Charakterisierung der Federung haben sich in der Praxis verschiedene Kennwerte eingeführt. Bei der Darstellung der für den Fahrkomfort entscheidenden Federweichheit verwendet man folgende, miteinander zusammenhängende Maße: spezifische Federung, Federsteifigkeit am Rad, Lastfederung und Resonanzfrequenz des Aufbaues. Letztere kann auch in Schwingungen pro Minute als Schwingungszahl (auch Schwingzahl genannt) angegeben werden. Der Zusammenhang zwischen diesen Größen hängt von den Nichtlinearitäten, in hohem Maße von den Reibungen, in der Federung ab. Neuere Untersuchungen zeigten, daß die bisher üblichen Definitionen für den linearen Fall in der Wirklichkeit keine eindeutigen Schlüsse und Vergleiche bezüg-

lich des zu erwartenden Fahrkomforts erlauben. Zur Beurteilung des Federungskomforts verschiedener Fahrzeuge sollten deshalb diese Kennwerte nur unter Berücksichtigung der Nichtlinearitäten herangezogen werden. Die Zusammenhänge werden im folgenden gezeigt.

Die Federungsarten der Räder relativ zum Aufbau können gleich-, wechsel- oder einseitig sein. *Gleichseitige Federung* ist vorhanden, wenn das linke und rechte Rad einer Achse gleichzeitig ein- oder ausfedern (Bodenwellen), bei *wechselseitiger Federung* federt ein Rad ein, während das Rad auf der anderen Seite der Achse ausfedert (Kurvenfahrt). Bei *einseitiger Federung* bewegt sich nur ein Rad nach oben oder nach unten (Schlagloch). Zur Minderung der Wankneigung bei Kurvenfahrt wird oft ein Stabilisator (Drehstab) verwendet, der das linke Rad mit dem rechten verbindet, so daß bei einer Relativbewegung der beiden Räder zueinander bei wechsel- oder einseitiger Federung eine größere Federsteifigkeit wirksam wird als bei gleichseitiger Federung.

Die *spezifische Federung* wird in der Praxis oft als Vergleichsmaß für verschiedene Achsen herangezogen. Sie wird in mm Einfederweg pro 1000 N Radlast angegeben. Zur Ermittlung der spezifischen Federung werden die Räder bei festgehaltenem Aufbau mit einer Stempelanlage nach oben und nach unten bewegt. Die Reibung zwischen Stempel und Rad wird dabei mit Hilfe von Roll- oder Luftkissenplatten eliminiert. An die Kraft-Weg-Aufzeichnung legt man in der Konstruktionslage eine Tangente, die bei einer Belastung von 1000 N die spe-

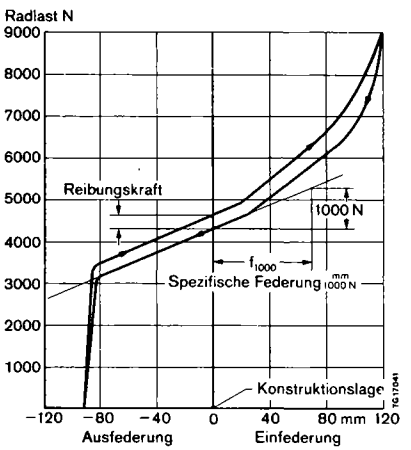


Bild 11. Bestimmung der spezifischen Federung aus der Radlast-Federweg-Aufzeichnung

zifische Federung f_{1000} in mm ergibt (Bild 11). Im Bild ist zu erkennen, daß beim Aufwärtsfahren der Stempel aus der voll ausgefederten Stellung der Räder (Ausfederungsanschlag) bis zum Erreichen der Federvorspannung zunächst die steiferen Teile der Aufhängung (Reifen und andere Gummielemente) zusammengedrückt werden (steiler Anfang des Diagramms). Die eigentliche Federbewegung beginnt erst ab dem ersten Knickpunkt der Kennlinie.

Der zweite Knickpunkt im Einfederungsbereich markiert den Einsatz der Gummipuffer, ab hier wird die Kennlinie bei linearen Federn progressiv.

Bei Ein- und Ausfederungen treten Verspannungen in den Gummielementen der Aufhängung auf, die durch die Steifigkeit sowie die Hysterese der Gummilager und zum Teil auch durch die Erhöhung der Reibung in den Führungen zusätzliche Kräfte gegen die Federbewegung erzeugen. Diese Verhärtung hängt von mehreren Faktoren ab (z. B. Einfederungsamplitude, Frequenz). Bild 12 zeigt den Einfluß der Federwegamplitude auf die spezifische Federung bei sehr langsamer Federbewegung. Das Abfallen von f_{1000} (Verhärtung) mit kleineren Amplituden ist auf die Hysterese in den Gummiteilen und zum großen Teil auf die Reibung in den Führungen der bewegten Achsteile wie Schwingungsdämpfer, Achsgelenke usw. zurückzuführen. Wenn zum Beispiel die Losbrechkraft (Haftreibung) im Dämpfer noch nicht erreicht ist, spricht die härtere Gummiaufhängung des Dämpfers an, wodurch die Gesamtsteifigkeit des Systems erhöht wird. Bei ausgebautem Dämpfer ist die spezifische Federung weicher. (Gestrichelte Linien in Bild 12). Anstatt der spezifischen Federung kann auch die *Federsteifigkeit* am Rad in N/mm oder N/cm angegeben werden. Bei nichtlinearen Kennlinien muß hierzu der Bezugspunkt bekannt sein.

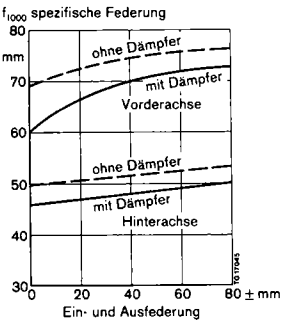


Bild 12. Einfluß der Federwegamplitude auf die spezifische Federung bei langsamem Ein- und Ausfedern am Prüfstand

Wie vorhin gezeigt wurde, ist die Größe der *Reibungskräfte* (Federansprechkraft) für die Beurteilung des Federungskomforts ein wichtiger Faktor. Die Hysteresekraft (Reibung in den Führungen + Hysterese in den Gummielementen) erhält man aus der Breite der Hysterese-

schleife im Kraft-Weg-Diagramm nach Bild 11. Sie ist wie auch die spezifische Federung amplitudenabhängig und wächst mit zunehmender Federungsamplitude meistens linear. Legt man durch die gemessenen Punkte eine Gerade, so schneidet diese die Ordinate in Höhe der Losbrechkraft der Federung (auch Federansprechkraft). Bild 13 zeigt den Verlauf der Hysteresekräfte über der Federungsamplitude bei langsamen Bewegungen für eine Doppelquerlenker-Vorderachse und eine Schräglenker-Hinterachse mit und ohne Dämpfer.

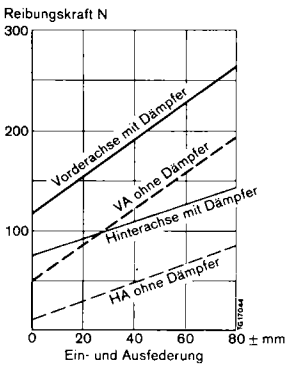


Bild 13. Reibungskräfte (Hysteresekräfte) in der Federung und Radaufhängung, aus der Breite der Hysterese im Bild 11 ermittelt, über der Federwegamplitude bei langsamem Ein- und Ausfedern am Prüfstand. Einfluß der Reibung in der Dämpferführung

Ein weiteres Vergleichsmaß für den Federungskomfort ist die *Resonanzfrequenz des Aufbaues oder die Schwingzahl.* Die Resonanzfrequenzen der anteiligen Aufbaumassen über den Achsen werden bei freischwingendem Aufbau und sinusförmiger Erregung an den Rädern aus der Aufzeichnung der vertikalen Aufbauamplituden über der Frequenz ermittelt. Die Schwingzahl pro Minute erhält man durch Multiplizieren der Resonanzfrequenz in Hertz mit 60. Diese Kennzahlen hängen von der Belastung, aber auch von der Größe der Erregeramplitude ab (Bild 14). Der Anstieg der Schwingzahl mit kleiner werdenden Amplituden hängt mit der Größe der Reibung und der Hysterese der Gummielemente zusammen. Die Kurve für die HA mit der kleineren Reibung verläuft im Bild 14 flacher als die Kurve für die VA. Da die Frequenzverschiebung nach oben bei kleinen Erregeramplituden im allgemeinen als eine Verhärtung der Federung wahrgenommen wird, sollten die Führungen in der Radaufhängung und im Schwingungsdämpfer so weit wie möglich reibungsfrei sein.

Ein häufig verwendetes Maß für die Federweichheit ist die *Lastfederung.* Sie gibt in mm oder in cm den Einfederweg der geraden Kennlinie an, die die tatsächliche nichtlineare Kennlinie an Stelle der betreffenden Last tangiert (Bild 15). Die Lastferung ist $s = P/c$, wobei P die um das ungefederte Gewicht verminderte Radlast (anteiliges Aufbaugewicht) und c die Federsteifigkeit am Rad sind. Nach dem bisher Gesagten kann eine statische und eine dynamische Last-

federung ermittelt werden, je nach dem, ob man c aus der spezifischen Federung oder aus der Schwingzahl errechnet. Die dynamische Lastfederung hängt wie die Schwingzahl indirekt von der Reibung ab.

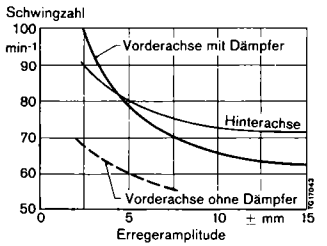


Bild 14. Änderung der Schwingzahl des Aufbaues mit der Erregeramplitude infolge Reibungskräfte in der Federung und Aufhängung bei harmonischer Erregung am Rad

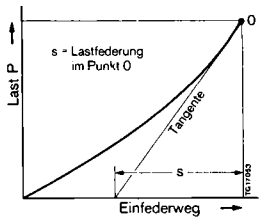


Bild 15. Definition der Lastfederung im Last-Weg-Diagramm

33 Gesichtspunkte zur Auslegung von Fahrzeugfederungen

Die wichtigste Aufgabe bei der Auslegung und Abstimmung von Fahrzeugfederungen ist, die maximal mögliche Fahrsicherheit bei einem hohen Maß an Fahrkomfort zu verwirklichen. Wie eingangs erwähnt, wird hier immer nur ein Kompromiß möglich sein, da man sich widersprechende Anforderungen erfüllen muß. Zur Lösung der Aufgabe müssen zuerst Beurteilungskriterien aufgestellt werden. Als Maß für den Fahrkomfort wählt man im allgemeinen die Größe der Vertikalbeschleunigung am Fahrzeug, die als Aufbaubeschleunigung erfaßt wird. Für die Insassen wirkt die Sitzfederung als ein zwischengeschaltetes Filter. Die Fahrsicherheit ist durch die Größe der Radlastschwankungen charakterisiert. Aufbaubeschleunigung und Radlastschwankung sollten möglichst klein gehalten werden.

331 Beurteilungsmaßstäbe für die Schwingbequemlichkeit

Über den Einfluß mechanischer Schwingungen auf den Menschen sind zahlreiche Untersuchungen bekannt, die bereits relativ früh zur

Aufstellung verschiedener, zum Teil voneinander stark abweichender Bewertungsmaßstäbe geführt haben, z. B. [30, 41]. Alle diese Maßstäbe gelten nur für eine Schwingungsrichtung bei harmonischer Erregung des sitzenden oder stehenden Menschen. Eine erste Grundlage für die Bewertung des Schwingempfindens wurde 1963 mit der VDI-Richtlinie 2057 geschaffen [46], in der die Kurven gleicher Wahrnehmungsstärke K ebenfalls für sinusförmige vertikale Erregung in Abhängigkeit vom Effektivwert der Beschleunigung und der Erregerfrequenz angegeben wurden (Bild 16). Die Schwierigkeit beim Vergleich der Wahrnehmungskurven aus verschiedenen Untersuchungen liegt einerseits in den nicht exakt gleichen Versuchsbedingungen (z. B. Sitzhärte usw.), andererseits in der Findung allgemein gültiger Wortbedeutungen für die Beschreibung der Wahrnehmungsstufen, insbesondere dann, wenn sie in verschiedene Sprachen übersetzt werden müssen. In dem ISO-Vorschlag für die Bewertung des Schwingempfindens erscheint zum erstenmal statt der Wahrnehmungsstufenbeschreibung eine zeitliche Stufendefinition (Bild 17) [41].
Die Ergebnisse bisheriger Untersuchungen können nur mit Einschränkungen auf stochastische Fahrzeugschwingungen angewandt werden,

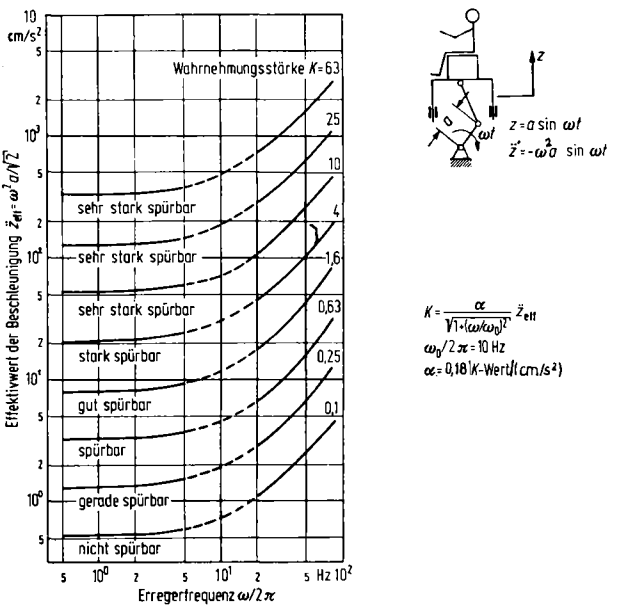


Bild 16. Kurven gleicher Wahrnehmungsstärke K in Anhängigkeit von der Frequenz nach der VDI-Richtlinie 2057

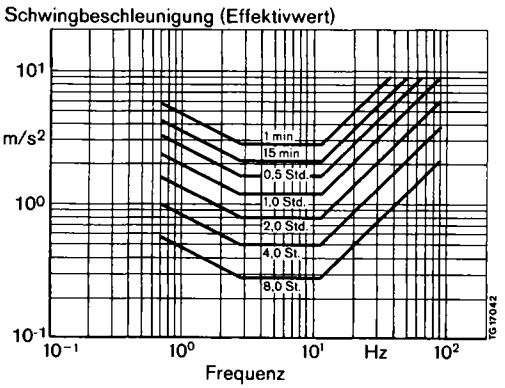


Bild 17. Kurven gleicher Wahrnehmungsstärke mit einer zeitlichen Stufendefinition nach dem ISO-Vorschlag

da sie strenggenommen nur für harmonische Erregung gelten. Um trotz verschiedenster Ergebnisse der durchgeführten Untersuchungen die gleiche Ausgangsbasis für die Bewertung zu haben, wird in Deutschland weiterhin die VDI-Richtlinie zur Beurteilung von Fahrzeugschwingungen herangezogen. Sie kann für bestimmte Verhältnisse als hinreichend gesichert angesehen werden. Neuere Untersuchungen wurden mit dem Ziel durchgeführt, die Gültigkeit der Kurven gleicher Wahrnehmungsstärke nach der VDI-Richtlinie bei regellosen Schwingungen, wie sie im Fahrzeug auftreten, zu prüfen. Die Ergebnisse von Untersuchungen am Prüfstand, wobei die Versuchspersonen ein vorgegebenes Erregerspektrum mit Sinusschwingungen vergleichen mußten [1], sowie Messungen am menschlichen Körper im fahrenden Fahrzeug [30] zeigten, daß es möglich sein dürfte, die K-Werte auch als Beurteilungsmaßstab für die Fahrzeugschwingungen heranzuziehen. Eine Schwierigkeit liegt noch darin, daß sich die im Fahrzeug auftretenden Schwingungen nur auf einen kleinen Bereich der in der VDI-Richtlinie erfaßten Gesamtskala beschränken (K-Wert $5-25$), so daß die Stufendefinition gerade in diesem Bereich verfeinert werden müßte.

Über die Einwirkung von regellosen Schwingungen auf den Menschen findet man in der Literatur nur wenig Hinweise [14]. Messungen an verschiedenen Stellen des Körpers von Versuchspersonen im Fahrzeug bei gleichzeitiger Befragung nach der Lästigkeit zeigten einen linearen Zusammenhang zwischen Aussage und Effektivwert der Beschleunigung [30]. Andere Autoren fanden dagegen, daß der Zusammenhang zwischen subjektiver Beurteilung des Schwingungsreizes und der physikalischen Größe (Effektivwert der Beschleunigung) durch

eine Exponentialfunktion beschrieben werden kann, wobei sich die Größe des Exponenten mit der Frequenz ändert [15, 40].

Im Fahrzeug wirken auf die Insassen neben Vertikalschwingungen auch Horizontal- und Drehbeschleunigungen. Da der Mensch Bewegungen senkrecht zur Wirbelsäule schlechter verträgt als in Richtung der Wirbelsäule, müssen auch die seitlichen Schwingungen und die Nickschwingungen beachtet werden. Außerdem werden vom Lenkrad her auf die Hände und vom Fahrzeugboden bzw. von der Pedalanlage auf die Füße Schwingungen übertragen, die wesentlich zu dem subjektiven Gesamteindruck und zur Ermüdung des Menschen beitragen. Aus den bisherigen Untersuchungen ist es bekannt, daß die Hauptresonanzen des menschlichen Körpers in vertikaler Richtung bei 4−6 Hz und horizontal bei 1−3 Hz liegen.

332 Einfluß der Achsparameter

Um für ein neues Fahrzeug schon im Entwurfsstadium eine nahezu optimale Federung festlegen zu können, versucht man mit Hilfe eines Fahrzeugmodells die Schwingungseigenschaften an einer Rechenanlage zu optimieren. Um eine vollständige Aussage zu bekommen, müßte das Ersatzmodell alle möglichen Freiheitsgrade und Nichtlinearitäten des wirklichen Fahrzeuges erfassen. Da dieser Aufwand nicht möglich,

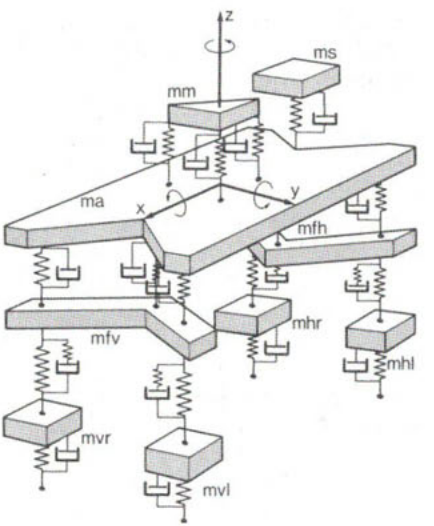
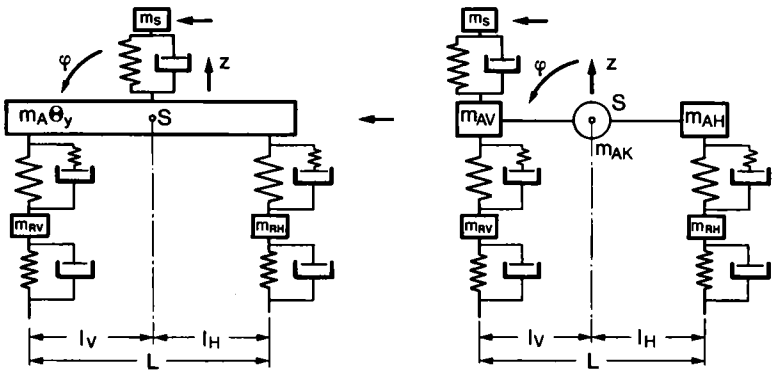


Bild 18. Räumliches Schwingungsersatzsystem für ein vierrädriges Fahrzeug mit Fahrschemeln vorne und hinten

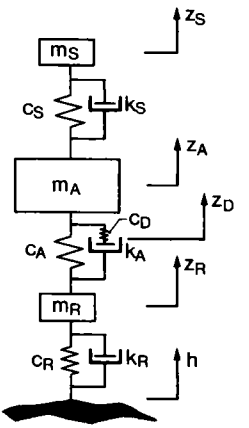
aber auch nicht notwendig ist – die endgültige Abstimmung der Federung muß ja in jedem Fall am fertigen Versuchswagen erfolgen – begnügt man sich meistens mit einem einfacheren, linearen Ersatzmodell. Wie zahlreiche Untersuchungen z. B. [31] zeigten, liefern bereits Zweimassensysteme wertvolle Hinweise. Bild 18 zeigt ein mögliches Mehrmassenmodell mit 17 Freiheitsgraden, bei dem Räder, Fahrschemel, Aufbau, Motor und Sitz berücksichtigt wurden [38].



a) Fahrzeugaufbau mit Masse m_A und Trägheitsmoment Θ_y

b) ersetzt durch drei Punktmassen

Bild 19. Ebenes Schwingungsersatzsystem für das Zweiachs-Fahrzeug



Beschleunigung am Sitz

$$m_S \ddot{Z}_S + K_S (\dot{Z}_S - \dot{Z}_A) + C_S (Z_S - Z_A) = 0$$

Aufbaubeschleunigung

$$m_A \ddot{Z}_A - K_S (\dot{Z}_S - \dot{Z}_A) - C_S (Z_S - Z_A) + C_A (Z_A - Z_R) + C_D (Z_A - Z_D) = 0$$

Radbeschleunigung

$$m_R \ddot{Z}_R - C_A (Z_A - Z_R) - K_A (\dot{Z}_D - \dot{Z}_R) + C_R (Z_R - h) + K_R (\dot{Z}_R - \dot{h}) = 0$$

Geschwindigkeit der Koordinate Z_D

$$(\dot{Z}_D - \dot{Z}_R) K_A - (Z_A - Z_D) C_A = 0$$

Bild 20. Schwingungsersatzsystem für ein Rad zur rechnerischen Untersuchung verschiedener Parametereinflüsse auf die Aufbaubeschleunigung und Radlastschwankung

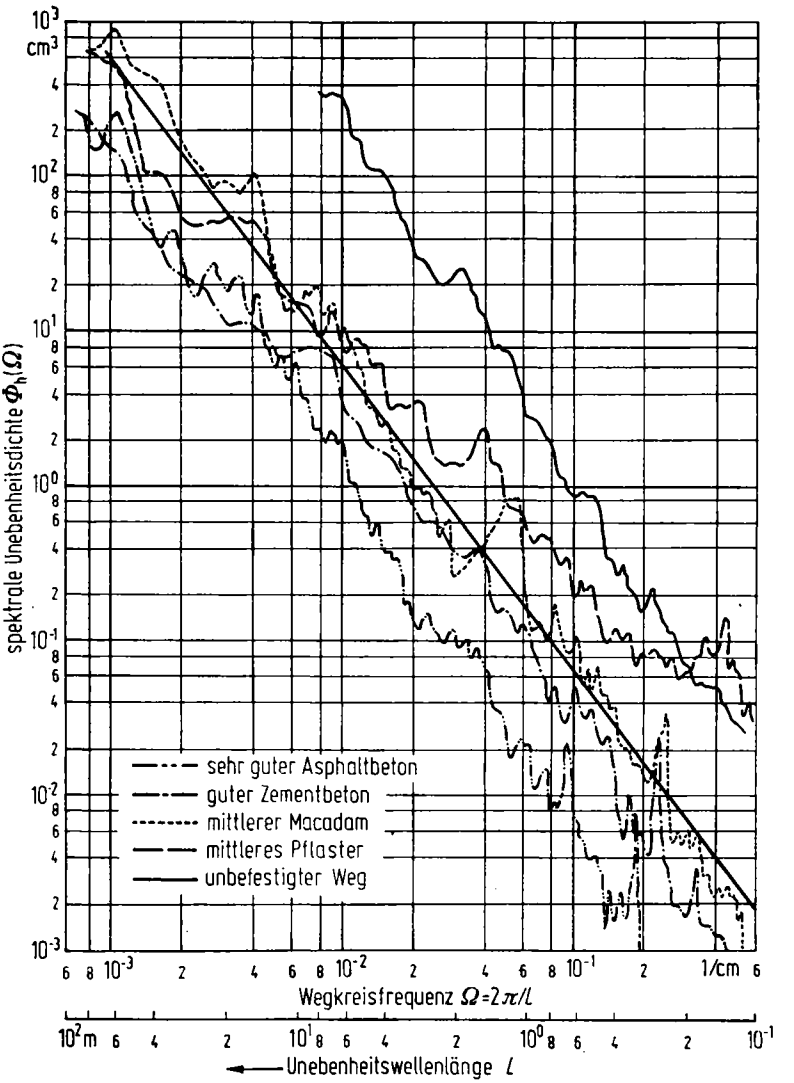


Bild 21. Spektrale Dichte der Straßenunebenheiten als Funktion der Wegkreisfrequenz bzw. der Unebenheitswellenlänge

Für die Betrachtung einzelner Einflußgrößen ist dieses komplizierte Modell jedoch nicht geeignet. Als erste Vereinfachung kann angenommen werden, daß keine Wankbewegungen auftreten (Bild 19). Hierbei

wurde auch der Einfluß von Motor und Fahrschemel vernachlässigt. Eine weitere Vereinfachung ergibt sich, wenn man die Aufbaumasse in drei Punktmassen aufteilt. Zwei dieser Massen befinden sich jeweils über der Vorder- und Hinterachse, die dritte sog. Koppelmasse ist im Schwerpunkt. Koppelmasse = 0 bedeutet, daß die Bewegungen der Massen über der vorderen und hinteren Achse voneinander unabhängig sind. Bei den meisten Personenwagen ist die Koppelmasse angenähert Null. Unter dieser Voraussetzung kann man das Modell weiter vereinfachen und sich auf die Betrachtung eines Rades beschränken (Bild 20). Da die Gestaltung des Sitzes nicht mehr zur eigentlichen Fahrzeugfederung gehört, nimmt man bei solchen Untersuchungen die Aufbaubeschleunigung als Vergleichsmaß für den Fahrkomfort. Mit diesem Eingangssignal kann dann das System Mensch – Sitz weiter optimiert werden.

Bei neueren Untersuchungen wird nun das Ersatzmodell zur Ermittlung der Einzeleinflüsse nicht mehr mit einer Sinusschwingung mit konstanter Amplitude und steigender Frequenz erregt, sondern mit der aus Messungen bekannten spektralen Dichte der Fahrbahnunebenhei-

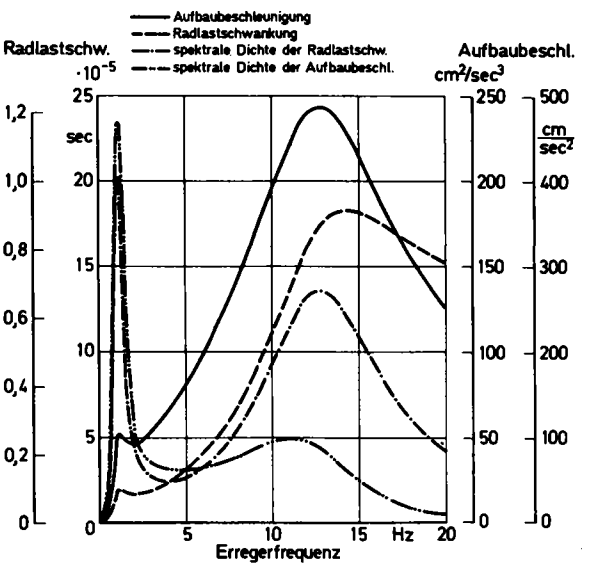


Bild 22. Unterschied zwischen Anregung mit konstanter Amplitude (± 1 cm) und spektraler Dichte der Straßenunebenheiten für Aufbaubeschleunigung und Radlastschwankung

ten. Diese Technik setzt sich auch immer mehr bei der Nachbildung von Fahrzeugschwingungen im Versuch mit elektrohydraulischen Schwingungserregern durch. Das tatsächliche Straßenspektrum zeigt nämlich, daß mit kleiner werdender Wellenlänge auch die Amplitude abnimmt. Im doppellogarithmischen Maßstab ergeben sich Geraden (Bild 21) [12, 13, 31]. Bei der Erregung mit einer konstanten Amplitude würde demnach der höherfrequentere Achsresonanzbereich (10 – 15 Hz) gegenüber der Aufbauresonanz (um 1 Hz) überbewertet. Bild 22 zeigt den unterschiedlichen Verlauf der Frequenzgänge von Aufbaubeschleunigung und Radlastschwankung bei den beiden Erregungsarten.

Die spektrale Unebenheitsdichte nach Bild 21 [31], ist wegabhängig

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0) \left[\frac{\Omega}{\Omega_0}\right]^{-w},$$

wobei Ω_0 eine Bezugswegkreisfrequenz ist. Die Dichte $\Phi_h(\Omega_0)$ ist ein Maß für die Höhe der Geraden im Diagramm bei Ω_0, damit bestimmt sie den Unebenheitsgrad einer Fahrbahn. Die Größe w ist ein Maß für die Steigung der Geraden und damit ein Maß für die Welligkeit der Fahrbahn. Um $\Phi_h(\Omega)$ in eine zeitabhängige Erregerfunktion $\Phi_h(\omega)$ umzuwandeln, muß sie durch die Fahrgeschwindigkeit v dividiert werden

$$\Phi_h(\omega) = \frac{1}{v} \Phi_h(\Omega).$$

Die spektrale Dichte der gesuchten Bewegungsgröße ergibt sich durch Multiplizieren von $\Phi_h(\omega)$ mit dem Quadrat der entsprechenden Übertragungsfunktion V. Durch Integration der spektralen Dichte erhält man den quadratischen Mittelwert der Funktion

$$f^2 = \int_0^\infty V^2 \Phi_h(\omega)\, d\omega.$$

Auf diese Weise bekommt man die für die Beurteilung maßgebenden Effektivwerte in den interessierenden Frequenzbereichen.

Am Ersatzmodell nach Bild 20 können nach dieser Vorbereitung die Einflüsse verschiedener Parameteränderungen auf die Aufbaubeschleunigung und Radlastschwankung untersucht werden. Für die Berechnung wurde ein Fahrzeug mit den Daten nach Bild 23 gewählt. Ein Beispiel für die gerechneten Frequenzgänge zeigt Bild 24, wobei die Dämpfereinstellungen variiert werden. Mit Verringerung der Dämpfereinstellwerte steigen die Radlastschwankungen sowohl im Aufbau- als auch im Achsresonanzbereich. Die Aufbaubeschleunigungen werden im Bereich von 1 Hz erhöht, dagegen über 2 Hz im ganzen Frequenzbereich abgebaut. Auf ähnliche Weise wird der Einfluß auch der anderen Parameter des Ersatzmodells untersucht. Die einzelnen Einflußgrößen können übersichtlich in einem Diagramm

Aufbaumasse $m_A = 3{,}6 \left[\frac{N_{sec^2}}{cm}\right]$

Radmasse $m_R = 0{,}41 \left[\frac{N_{sec^2}}{cm}\right]$

Stoßdämpferfederung $C_D = 2940 \left[\frac{N}{cm}\right]$

Reifendämpfung $K_r = 4{,}2 \left[\frac{N_{sec}}{cm}\right]$

Reifenfederung $C_R = 2020 \left[\frac{N}{cm}\right]$

Aufbaufederung $C_A = 170 \left[\frac{N}{cm}\right]$

Aufbaudämpfung (linearisiert) $K_A = 14{,}9 \left[\frac{N_{sec}}{cm}\right]$

Gewählte Geschwindigkeit (70 km/h) $= 1960 \left[\frac{cm}{sec}\right]$

Spektrale Dichte $\Phi_h(\omega) = \Phi_h(\Omega_O)\, \Omega_O^W\, V^{W-1}\, \omega^{-W} = 6 \cdot (10^{-2})^2 \cdot 1960\ \omega^{-2} = 1{,}176\ \omega^{-2}$

Bild 23. Parameter der für die Rechnung zugrunde gelegten Vorderachse

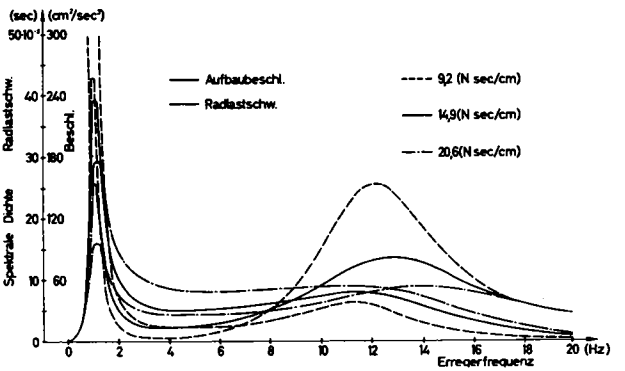


Bild 24. Aufbaubeschleunigung und Radlastschwankung in Abhängigkeit von der Erregerfrequenz für verschiedene Dämpfereinstellungen

nach Bild 25 dargestellt werden, in dem der Effektivwert der Aufbaubeschleunigung über dem Effektivwert der Radlastschwankung, über den gesamten Frequenzbereich von 0,2 – 20 Hz integriert, aufgetragen wird. Als wirksamstes Mittel zur Komfortverbesserung bietet sich nach diesem Bild die Vergrößerung der Federweichheit an. Theoretisch sind hier nur Grenzen in Bezug auf die Radlastschwankungen im Achsresonanzbereich gesetzt. Erst die Einführung der aktiven Federung könnte

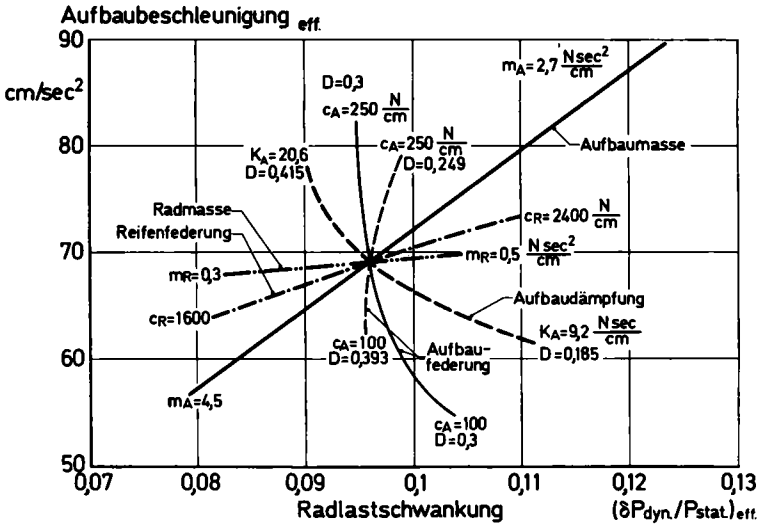


Bild 25. Effektivwerte der Aufbaubeschleunigung in Abhängigkeit von der Radlastschwankung bei verschiedenen Parameteränderungen über den Frequenzbereich von 0,2−20 Hz integriert

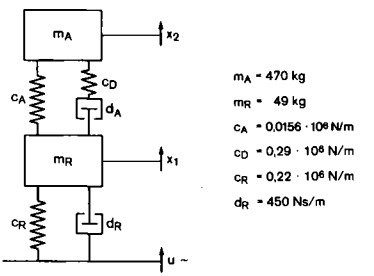


Bild 26. Zweimassenmodell für die Berechnung des Einflusses der elastischen Lagerung des Schwingungsdämpfers

hier auf lange Sicht gesehen eine wesentliche Verbesserung bringen (s. 333). Konstruktiv treten ebenfalls Probleme auf. Mit steigender Federweichheit vergrößern sich die statischen Federwege. Außerdem wird bei extremen Beladungsverhältnissen die Reichweite der Scheinwerfer in weiten Grenzen verändert. Diese Schwierigkeiten können zum Teil durch progressive Federung umgangen werden, die jedoch keine voll zufriedenstellende Lösung ist. Eine wesentliche Verbesserung läßt sich mit der Niveauregelung erreichen.

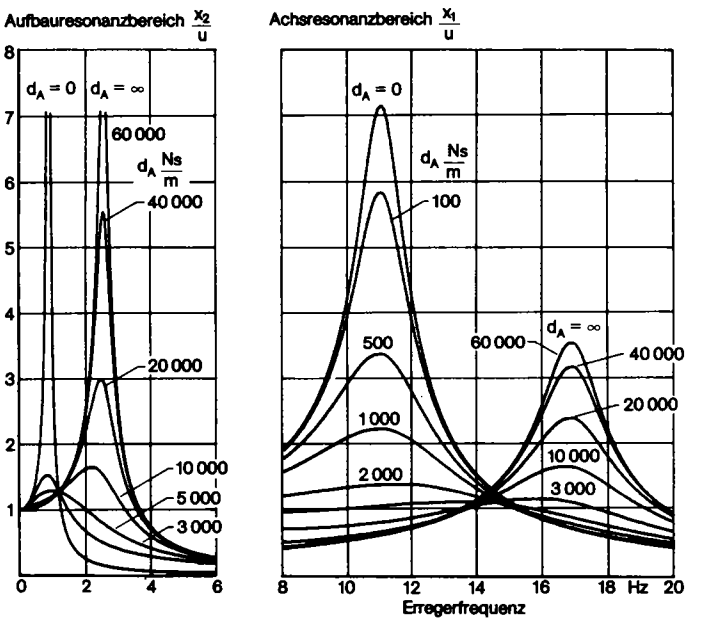


Bild 27. Einfluß der Dämpferkonstante bei Berücksichtigung der elastischen Lagerung des Dämpfers auf die Resonanzfrequenz und Amplitude der Aufbau- und Radbewegung. Berechneter Verlauf der Vergrößerungsfunktionen für m_A und m_R

Den Einfluß der elastischen Lagerung der Schwingungsdämpfer muß man bei der Abstimmung auch berücksichtigen. Die Verhältnisse im Aufbau- und im Achsresonanzbereich können an einem einfachen Zweimassenmodell nach Bild 26 gezeigt werden. Der Frequenzgang des Modells bei verschiedenen Dämpfungskonstanten des Aufbaudämpfers ist im Bild 27 dargestellt. Es ergeben sich für den Aufbau und für die Achse infolge der Zwischenschaltung des Dämpfergummis in Abhängigkeit von der Dämpfungskonstante je zwei Grenzresonanzfrequenzen für unendlich weichen und starren Schwingungsdämpfer.

In der Rechnung ist eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfung vorausgesetzt, zusätzliche Reibungskräfte können den Verlauf der Kurve etwas beeinflussen. Treten solche Reibungskräfte auf, die das Ansprechen des Dämpfers beeinträchtigen — hauptsächlich bei kleineren Erregungen —, dann schwingt die Aufbaumasse überwiegend auf den Dämpfergummis und die Resonanzfrequenz wandert nach oben, die subjektiv als eine Verhärtung der Federung wahrgenommen wird.

Diese Überlegungen sind auch für den Achsresonanzbereich gültig. Die Variation der Dämpferkonstanten wirkt sich nicht nur auf die

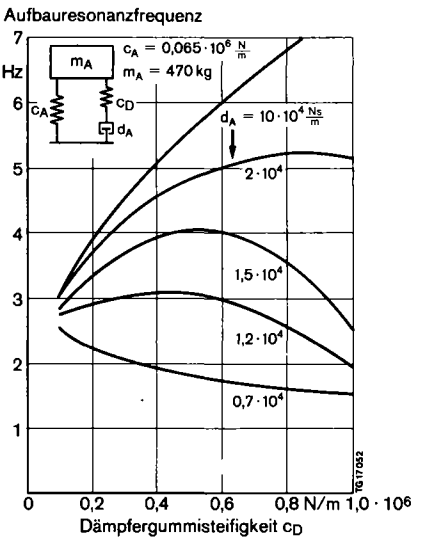


Bild 28. Einfluß der Dämpfergummisteifigkeit auf die Aufbauresonanzfrequenz in Abhängigkeit von der Dämpferkonstante

Amplituden der Achsschwingung und damit auf die Radlastschwankung aus, sondern wegen der mit dem Dämpfer in Reihe geschalteten Dämpfergummis auch auf die Resonanzfrequenz der Achse. Die Steifigkeitswirkung der Dämpfergummis wird also von der Größe der Dämpferkonstante gesteuert. Aus diesem Grund ergibt sich auch für die Achse ein zweigipfliges Amplitudenverhalten mit einem Minimum der Radlastschwankung zwischen den beiden Gipfeln.

Den Einfluß der Dämpfergummisteifigkeit auf die Aufbauresonanzfrequenz bei verschiedenen Dämpfungskonstanten zeigt Bild 28.

333 Weitere Möglichkeiten zur Optimierung der Federung

Wie vorher gezeigt wurde, hängen die für den Fahrkomfort verantwortlichen Aufbaubeschleunigungen und die den Straßenkontakt charakterisierenden Radlastschwankungen in einer solchen Weise voneinander ab, daß die Verringerung der einen Größe durch entsprechende Parameteränderungen eine Vergrößerung der anderen mit sich bringt. Für eine optimale Federung sollten beide möglichst klein sein. Mit Hilfe von Optimierungsverfahren am Rechner können Grenzbedingungen ermittelt werden, die mit dem gewählten Ersatzmodell nicht unterschritten werden können. Für ein Zweimassenmodell wurde in [18]

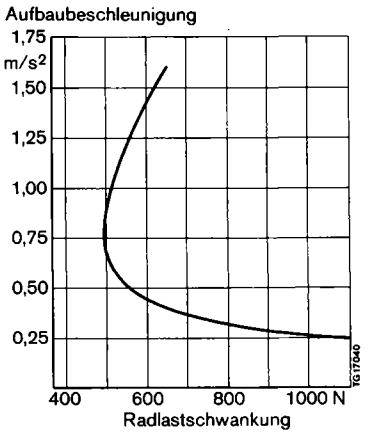


Bild 29. Aufbaubeschleunigung in Abhängigkeit von der Radlastschwankung, Umhüllende für verschiedene Relativwege des Aufbauschwerpunktes

der Zusammenhang von Aufbaubeschleunigung und Radlastschwankung für verschiedene Relativwege des Aufbauschwerpunktes errechnet. Da möglichst kleine Werte beider Größen erwünscht sind, kann für die optimale Abstimmung eine Umhüllende der berechneten Kurven in Richtung kleinster Aufbaubeschleunigung und kleinster Radlastschwankung gezogen werden. Die Form dieser Umhüllenden, die die optimale Abstimmung für das untersuchte Modell darstellt, zeigt Bild 29. Durch keine Federabstimmung ist es möglich, unter diese Umhüllende zu kommen, das heißt, daß für einen erwünschten Fahrkomfort keine geringere Radlastschwankung, bzw. für eine bestimmte Radlastschwankung keine geringere Aufbaubeschleunigung erreicht werden kann.

Neueste Überlegungen und konstruktive Lösungen haben das Ziel, solche Grenzkurven durch geregelte, sog. *aktive Federungssysteme* doch noch zu unterschreiten. Die Verwirklichung solcher Regelsysteme ist sehr aufwendig, deshalb sind sie zunächst auf wenige Versuchsausführungen beschränkt. Wegen der immer höheren Anforderungen an Fahrsicherheit und Fahrkomfort ist es aber denkbar, daß solche Lösungen in absehbarer Zeit in Serienautomobile eingebaut werden. Diese Idee ist nicht neu [16], aber die Verwirklichung ist erst jetzt nach starker Entwicklung der Regelungstechnik denkbar. Die Aufgabe besteht darin, die passive Aufbaufederung und Aufbaudämpfung durch ein aktives Regelelement – z. B. mit hydraulischem oder elektrischem Stellmotor – zu ersetzen und ein Regelgesetz zu finden, das eine günstige Beeinflussung der Gütekriterien ermöglicht. Theoretische Untersuchungen zeigten, daß trotz eines relativ aufwen-

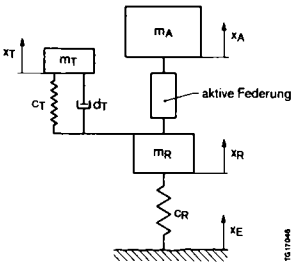


Bild 30. Aktives Federungssystem mit zusätzlichem Schwingungstilger für den Radresonanzbereich

digen Reglers die Ergebnisse gegenüber dem passiv gedämpften System nur dann wesentlich besser werden, wenn für den Achsresonanzbereich ein Schwingungstilger eingesetzt wird (Bild 30). Erst die neuesten Methoden von Strukturuntersuchungen von Schwingungssystemen, welche die Steuerbarkeit, Beobachtbarkeit und Störbarkeit des Systems erfassen, ist es möglich geworden, weitere Aussagen über das Systemverhalten zu gewinnen [27]. Demnach ist die Wirksamkeit des Reglers für die aktive Dämpfung beim Zweimassenmodell wesentlich zu verbessern, wenn die Reifenfederhärte verringert wird.

4 Konstruktive Ausführungen

41 Allgemeine Tendenzen

Die sprunghafte Steigerung der Anforderungen an die aktive Fahrsicherheit in den letzten Jahren hat die Entwicklung der Radaufhängungen wesentlich beeinflußt. Es wird größter Wert auf die Präzision der Radführung und auf den Fahrkomfort gelegt. Bei der Konstruktion der Achsen werden nicht nur die kinematischen Möglichkeiten für eine exakte Führung der Räder ausgenutzt, sondern man schenkt den elastischen Eigenschaften der Aufhängung immer mehr Aufmerksamkeit. Bereits bei der Auslegung werden die Bewegungsmöglichkeiten der in Gummi gelagerten Aufhängungspunkte mit Hilfe von Großrechenanlagen untersucht. Die Steifigkeiten der Aufhängungslager in drei Richtungen werden so gewählt, daß unter Wirkung der Kräfte in Verbindung mit der Achskinematik eine für das gewünschte Fahrverhalten optimale Einstellung der Achse zustande kommt. Es bereitet oft noch Schwierigkeiten, die rechnerisch oder im Versuch gefundenen Optimallösungen im vorhandenen Einbauraum untrezubringen. Aber auch wegen der Geräuschisolation müssen Kompromisse geschlossen werden, da bei relativ weichen Lagerungen, die die höherfrequenten Schwingungen gut isolieren, die Empfindlichkeit gegen nie-

derfrequente Schwingungen wächst. Man führt die Abstimmung des Eigenlenkverhaltens mit viel Sorgfalt durch, wobei nicht nur Federn und Dämpfer, sondern auch die Gummiteile der Aufhängung optimiert werden.

Ein wesentlicher Schritt zur Erhöhung der Fahrsicherheit ist das Bestreben, an gelenkten Vorderachsen die Radschwenkachse möglichst nach außen zu verlagern, um einen negativen Lenkrollhalbmesser oder den Wert Null zu erreichen. Bei neueren Achskonstruktionen ist immer häufiger diese Lösung zu finden. Ein weiterer Gesichtspunkt bei der Auslegung ist die Vermeidung von Anfahr- und Bremsnicken, der nicht nur für den Fahrkomfort, sondern auch für die Sicherheit wichtig ist. Hierzu kommt noch das Bemühen, die ungefederten Massen zu verringern, um eine bessere Bodenhaftung zu erreichen.

Alle diese Forderungen können nur mit aufwendigen Konstruktionen verwirklicht werden. Da hier jedoch auch Wirtschaftlichkeitsüberlegungen eine Rolle spielen, muß sich der Konstrukteur für den mit den vorhandenen Mitteln bestmöglichen Kompromiß entschließen.

Aufgrund dieser gesteigerten Anforderungen haben sich die Automobilkonstrukteure auf wenige Achsbauarten konzentriert. Als Vorderachse kommen heute bei Pkw ausschließlich Einzelradaufhängungen in Frage. Es konnten sich zwei Typen, die Querlenkerachsen und die McPherson-Federbeinachsen behaupten. Bei den Hinterachsen findet man dagegen die unterschiedlichsten Aufhängungssysteme, welche die Starrachse als älteste Radaufhängung langsam in den Hintergrund treten lassen. Heutige Personenwagen, besonders bei großen Stückzahlen, werden trotzdem noch oft mit Starrachsen mit verbesserter Führung oder als Übergang zu der Einzelradaufhängung mit der etwas aufwendigeren De-Dion-Achse ausgerüstet. Am weitesten verbreitet sind Hinterachsen mit Einzelradaufhängung, wobei die verschiedensten Ausführungen von Quer-, Schräg- und Längslenkern meistens in der Kombination mit Schraubenfedern oder Federbeinen verwendet werden.

Die Abfederung der Räder gegenüber der Karosserie erfolgt vorwiegend durch zylindrische Schraubenfedern mit linearer oder auch progressiver Federkennlinie. Sie werden mit den verschiedenen Lenkern kombiniert und stehen im allgemeinen senkrecht zum Fahrzeugboden. Bei McPherson-Achsen wird die Schraubenfeder mit dem Schwingungsdämpfer zu einem Federbein zusammengefaßt. Vorteilhaft ist bei Federbeinen das weitgehend parallele Einfedern der Endwindungen, die bei direkter Anordnung der Schraubenfedern auf den Lenkern einen Kreisbogen beschreiben und dadurch einen veränderlichen Winkel miteinander einschließen. Unerwünschte Nebeneffekte sind hierbei das einseitige Ausbeulen der Feder – mehr Raumbedarf – und eine partielle Vergrößerung der Beanspruchung, die man bei der Auslegung berücksichtigen muß.

Neben den Schraubenfedern findet man bei einigen Achsen gerade Drehstabfedern, die mit Quer- oder Längslenkern kombiniert werden und im wesentlichen parallel zum Fahrzeugboden in Längs- und Querrichtung angeordnet sind. Sie lassen sich raumsparend in Rohren unterbringen, wo sie gleichzeitig gegen Korrosion und mechanische Beschädigungen geschützt sind. An der Vorderachse von kleineren Wagen mit Heckmotor und bei starren Hinterachsen werden auch noch bei PKW Blattfedern, quer bzw. längs angeordnet, verwendet, die jedoch bei modernen Achskonstruktionen zunehmend durch Schraubenfedern ersetzt werden. Reine Luftfederungen bei Komfortpersonenwagen wurden in den letzten Jahren weitgehend durch die hydropneumatische Federung verdrängt.

Bei Nutzfahrzeugen und Omnibussen wird ebenfalls großer Wert auf Fahrsicherheit und Fahrkomfort gelegt. Man strebt eine präzise Führung der Starrachsen mit Blattfedern durch Verwendung von zusätzlichen Lenkern an, die zum Teil so angeordnet werden, daß bei Kurvenfahrt ein Seitenkraftuntersteuern auftritt. Weit auseinander gelegte Schwingungsdämpfer bei Tandemachsen vermindern die Neigung zu Längstrampelschwingungen. Aus Gründen des Fahrkomforts und auch der Straßenschonung ist eine Tendenz zu weicherer Federung zu beobachten. Dazu werden die Blattfedern immer länger und mit weniger Reibung ausgeführt [24, 33].

Die dynamischen Achslasten, die ein Maß für die Straßenbeanspruchung darstellen, können bei vertretbarem Aufwand durch Einbau weicher Federungen und hydraulischer Dämpfer wirksam reduziert werden. Es ist heute möglich, durch entsprechende Auslegung der Federung und Dämpfung die Straßenbeanspruchung auch bei einer Erhöhung der statischen Achslasten in bestimmten Grenzen zu mindern.

Um große Höhenunterschiede zwischen leerem und beladenem Fahrzeug und eine Änderung der Schwingzahl zu vermeiden, wird bei Nutzfahrzeugen, vorwiegend für die Hinterachse, zunehmend die Luftfederung eingesetzt. Die Möglichkeit der Höhenverstellung an der Hinterachse (Liften) bei Luftfederung hat besonders bei Aufnehmen und Absetzen von Wechselaufbauten große Bedeutung. Aus diesem Grund wird als ein guter, auch wirtschaftlich vertretbarer Kompromiß die Luftfederung an der Hinterachse mit der Stahlfederung an der Vorderachse kombiniert. Volluftfederung bei Nutzfahrzeugen wird wegen der höheren Kosten und wegen der zusätzlich erforderlichen Führungselemente an der Vorderachse, verbunden mit dem größeren Platzbedarf, seltener verwendet. Bei Omnibussen ist eine belastungsunabhängige Federung und eine konstante Bodenhöhe notwendig, deshalb werden sie ausschließlich mit Volluftfederung ausgerüstet. Stabilisatoren und Schwingungsdämpfer gehören heute auch bei Nutzfahrzeugen zum Standard.

42 Radaufhängung und Federung bei Personenwagen

421 Vorderachsen

421.1 Doppelquerlenkerachsen

Doppelquerlenkerachsen haben zwei quer zur Wagenlängsachse angeordnete Lenker, die aus Preß- oder Schmiedeteilen dreiecksförmig ausgebildet sind. Um die Lagerbeanspruchung bei Dreieckslenkern herabzusetzen, wird oft auch ein einfacher Querlenker, verbunden mit einer Zug- oder Druckstrebe, für die Aufnahme von Bremskräften verwendet. Man findet heute verschiedene Kombinationen von Dreieckslenkern und einfachen Querlenkern mit Strebe, die oben oder unten angeordnet werden können. Die Lenkerelemente sind am Aufbau oder an einem Fahrschemel in gummiisolierten Büchsen drehbar gelagert und sie stützen sich über Schrauben- oder Drehstabfedern ab. Je nach Wahl der Länge und Anstellung der Lenker kann das Momentanzentrum über oder unterhalb der Fahrbahn liegen (Bild 31). Auf diese Weise kann auch die Sturzänderung beim Einfedern leicht beeinflußt werden. Bei kürzerem oberen Lenker gehen die einfedernden Räder in negativen Sturz zur Karosserie. Damit wird der durch den Wankwinkel verursachten, für die Seitenführung ungünstigen Neigung des Außenrades bei Kurvenfahrt entgegengewirkt.

Bei *nicht angetriebenen Vorderachsen* kann die Schraubenfeder am oberen oder am unteren Lenker sitzen. Bild 32 zeigt die Vorderachse des Fiat 132, bei dem der obere als Preßteil ausgebildete Dreieckslenker die Feder und den Schwingungsdämpfer trägt und der untere einfache Querlenker mit weit nach vorne reichender Reaktionsstrebe zur Aufnahme der Bremskräfte kombiniert ist. Zusätzliche Gummipuffer in beiden Richtungen beeinflussen die Federcharakteristik. Bei neueren Konstruktionen wird der Stabilisator als Teil eines Lenkers ausgebildet, wobei er Führungsfunktion (Längsabstützung) übernimmt, wie zum Beispiel bei der Vorderachse der Mercedes-Benz Personenwagen (Bild 33). Die Schraubenfeder stützt sich hier am unteren Dreieckslenker ab, der Schwingungsdämpfer greift weit außen am Rad

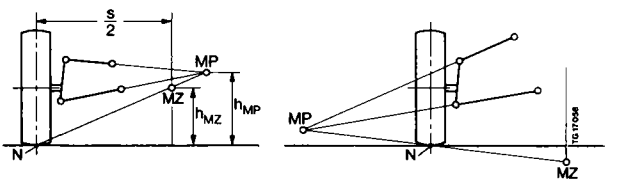


Bild 31. Je nach Lenkeranordnung liegt das Momentanzentrum bei Doppelquerlenkerachsen über oder unter der Fahrbahnebene

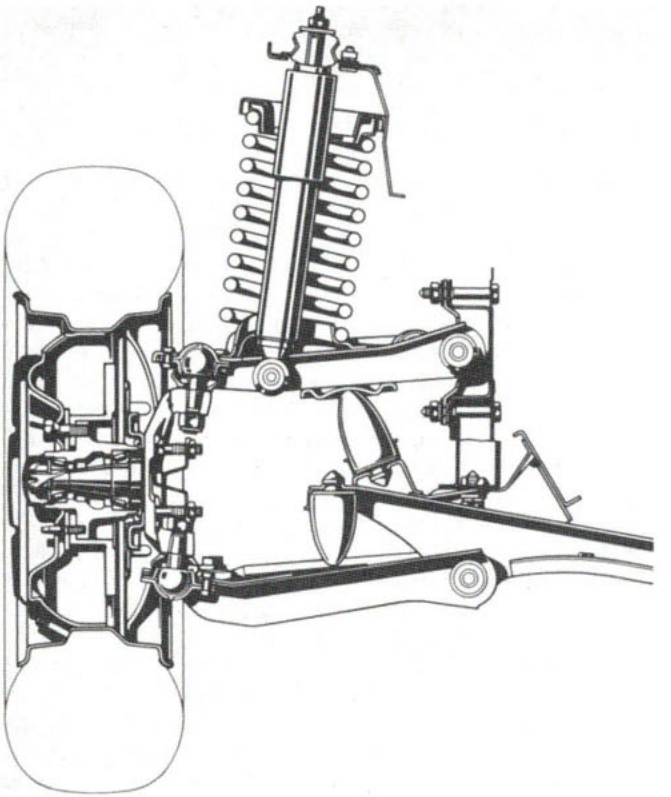


Bild 32. Vorderradaufhängung am Fiat 132 mit Doppelquerlenker und unterer nach vorne reichender Reaktionsstrebe

an. Das hinter der Achse angeordnete Querjoch sorgt für eine doppelte Isolation des für die Geräuschübertragung wichtigen, hinteren Lenkeranlenkpunktes. Durch das Verlegen des unteren Traggelenkes in die Felge, verbunden mit dem langen, über das Rad reichenden Achsschenkel, ist der Lenkrollhalbmesser Null verwirklicht worden. Mit einem Fahrschemel ist der Ford Granada ausgerüstet. Die Schraubenfeder und der Schwingungsdämpfer sind am unteren einfachen Querlenker angelenkt (Bild 34). Beim neuen Opel Kadett wurde die Blattfeder durch an den unteren Lenkern sitzende Schraubenfedern abgelöst. Die Schwingungsdämpfer sind am oberen Lenker befestigt. Die Querlenkerachsen sind zur Verwirklichung eines stärkeren Bremsnickausgleiches zueinander verschränkt (Bild 35). Ein Beispiel für eine nicht angetriebene Doppelquerlenkerachse mit längs angeordneter

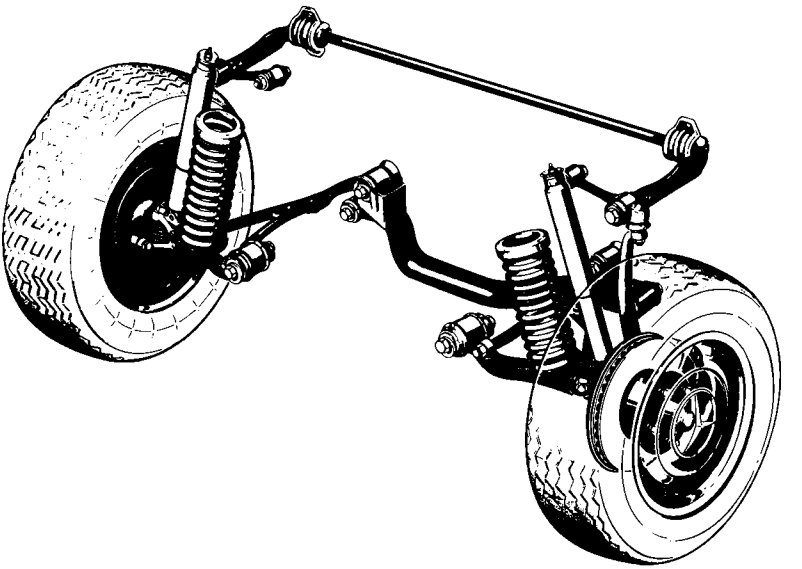


Bild 33. Vorderachse der Mercedes-Benz S-Klasse mit unterem Dreieckslenkerverband und oberem einfachem Querlenker. Der Stabilisator als tragendes Element übernimmt die Längsführung des oberen Gelenkes, Lenkrollradius Null

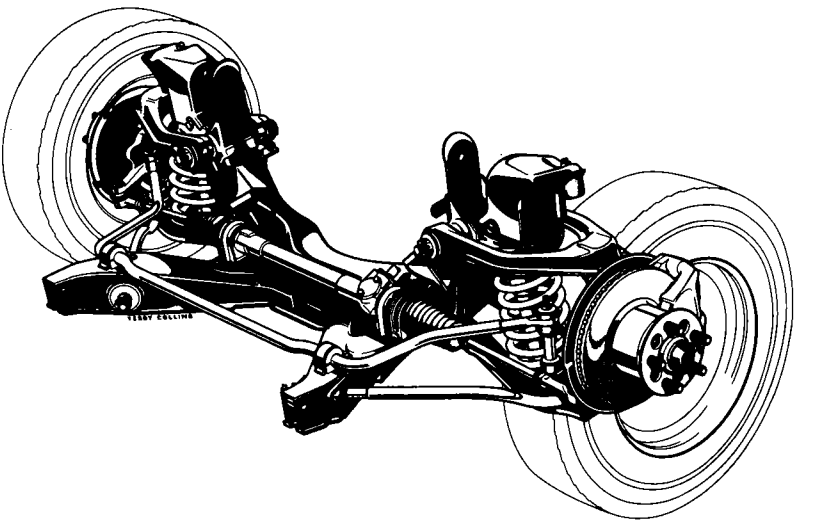


Bild 34. Doppelquerlenker-Vorderachse des Ford Granada mit Fahrschemel

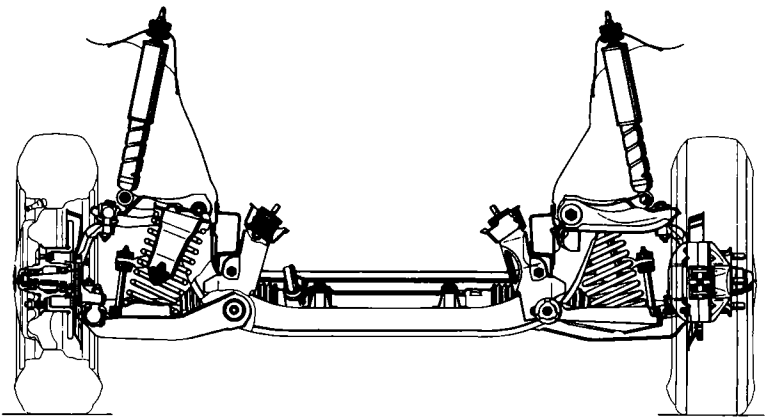


Bild 35. Doppelquerlenker-Vorderachse des Opel-Kadett mit auf den oberen Querlenker angelenkten Schwingungsdämpfern

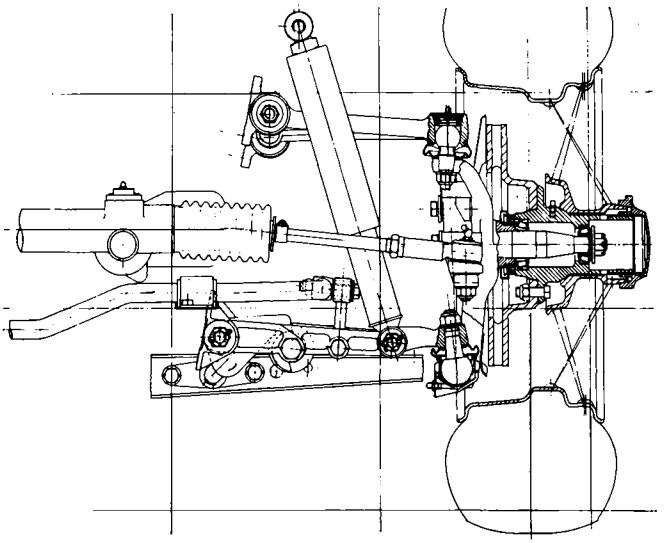


Bild 36. Vordere Radaufhängung des Jaguar E mit Doppelquerlenker und längsliegenden Drehstabfedern

Drehstabfeder ist die Lösung beim Jaguar E-Typ (Bild 36). Bei kleineren Wagen mit Heckmotor werden zur Abfederung der Vorderachse auch querliegende Blattfedern verwendet. Um den Kofferraum nicht zu beengen, wird die Blattfeder nach unten verlegt und übernimmt die Funktion eines unteren Querlenkers (z. B. Fiat 500, Simca 1000). Diese Lösung ist eine einfache und wirtschaftlich günstige Radaufhängung, wegen der größeren Nachgiebigkeit der Blattfeder, die auch Längskräfte aufnehmen muß, kann sie jedoch nur bei wenig belasteten, nichtangetriebenen Vorderachsen Verwendung finden.

Bei *angetriebenen Vorderachsen* werden die Schraubenfedern auf die oberen Lenker gelegt, um den freien Durchgang für die Antriebswellen zu gewährleisten. Bild 37 zeigt die Lösung bei den Typen Renault 15 und 17, wobei sich Feder und Schwingungsdämpfer am oberen einfachen Querlenker abstützen. Die Längskräfte werden durch die oben angeordnete Zugstrebe aufgenommen. Bei der angetriebenen Vorderachse des Renault 16 wird eine platzsparende, aufbauseitig höhenverstellbare Drehstabfeder verwendet, die am unteren Dreieckslenker befestigt ist (Bild 38).

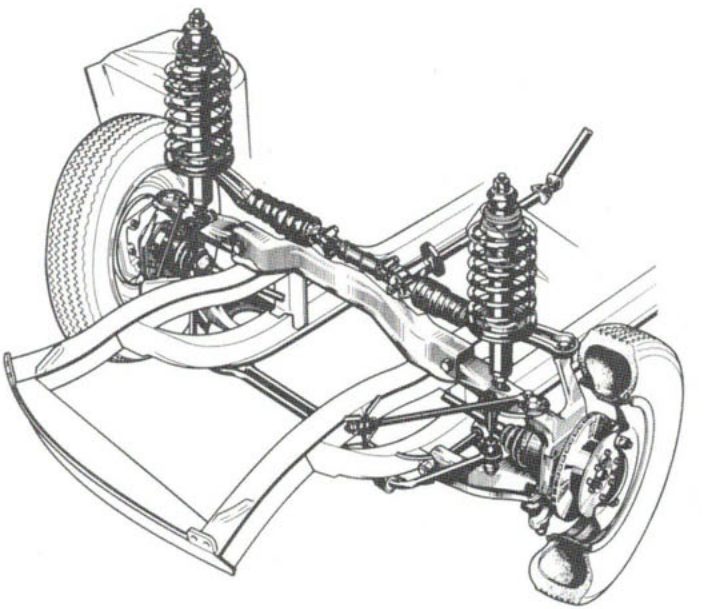


Bild 37. Doppelquerlenker-Vorderachse des Renault 15 und 17 mit Antrieb, Schraubenfeder und Schwingungsdämpfer am oberen Querlenker

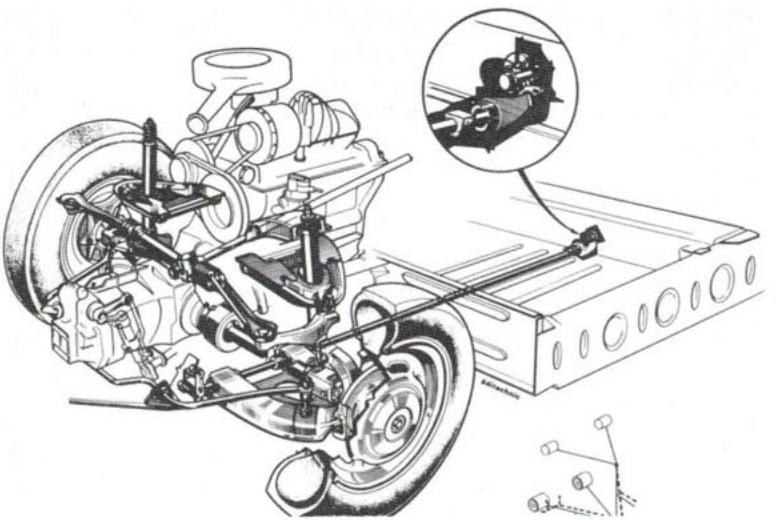


Bild 38. Angetriebene Vorderachse des Renault 16 in Doppelquerlenkerausführung mit längsliegenden, aufbauseitig höhenverstellbaren Drehstabfedern

421.2 McPherson-Achsen

McPherson-Federbeinachse ist eine Weiterentwicklung der Doppelquerlenkerachse, wobei der obere Lenker verschwindet und damit die Pendellänge unendlich lang wird (Geradeführung). Sie besteht aus einem unteren Querlenker und dem als Federbein ausgebildeten Radführungsglied, das den Achsschenkel mit Radzapfen, den Schwingungsdämpfer mit der Schraubenfeder zusammenfaßt und oben im Radlauf gelenkig gelagert ist. Achsschenkel und Radzapfen sind fest mit dem Außenrohr eines Zweirohrdämpfers verbunden, das bei Lenkbewegung mit dem Rad schwenkt. Bei über dem Dämpfer angeordneten Schraubenfedern erfolgt die Drehbewegung in einem Längskugellager oder Kugel- bzw. Gummigelenk im oberen Befestigungspunkt. Der untere Querlenker kann als Dreieckslenker oder als einfacher Lenker mit Zugstrebe ausgebildet werden. Durch elastische Lagerung der Zugstrebe läßt sich eine Längsfederung des Rades erreichen. Bei neueren Achsen ist der Stabilisator gleichzeitig als Zugstrebe ausgebildet. Durch Wegfall des oberen Querlenkers muß das Federbein auch Querkräfte übertragen, die auf die Kolben- und Kolbenstangenführung wirken und erhöhte Reibungskräfte verursachen. Für die Aufnahme der Kräfte ist die Kolbenstange gegenüber normalen Schwingungsdämpfern verstärkt. Durch exzentrische und/oder geneigte Anord-

nung der Schraubenfeder zur Dämpferachse ist es möglich, bei einem bestimmten Beladungszustand des Fahrzeuges, das durch die Vertikalkraft verursachte Biegemoment im Bereich der Kolbenstangenführung aufzuheben [19]. Querkräfte auf das Federbeinlager oben aus Antriebs- und Bremskräften wurden beim Audi 50 durch Versetzen der Federbeinachse hinter die Radmitte ausgeglichen [25].

Vorteil der McPherson-Achse ist die einfache, raumsparende und billige Bauweise. Die Lagerung des oberen Querlenkers wird gespart. Bedingt durch den großen Abstand zwischen Führungsgelenk und Stützlager ist die Radnabenbewegung ruhig, beim Einfedern geht das Rad leicht in negativen Sturz. Wegen der großen Abstützbasis ist die Achse gegen Maßtoleranzen unempfindlich, auf eine Einstellmöglichkeit für Sturz und Nachlauf kann bei Serienfertigung unter Umständen verzichtet werden. Die Momentandrehachse wird als die Schnittlinie der Lenkerebene mit der im oberen Gelenkpunkt auf die Federbeinachse senkrecht errichteten Ebene gefunden. Nachteilig ist, daß zum Erreichen eines hohen Momentanzentrums das Federbein stark nach innen geneigt werden muß (Bild 39). Mit der Beladung sinkt das Momentanzentrum ab.

Bei *nicht angetriebenen Vorderachsen* in McPherson-Bauweise werden Schraubenfedern, seltener auch Drehstabfederung, verwendet. Man findet aber auch noch vereinzelt Querblattfedern bei kleineren Wagen, die den unteren Lenker ersetzen (DAF 46). Bild 40 zeigt die Vorderachse des BMW 520 mit einfachen Querlenkern mit Zugstrebe und separatem Stabilisator. Die Schraubenfedern sind exzentrisch über dem Dämpfer angeordnet, um die Querkräfte auf die Kolbenstangenführung zu mindern. Die Schwenkachse ist zurückversetzt, der Nachlaufwinkel ist mit einem Nachlaufversatz kombiniert, um die Lenkkräfte zu reduzieren. Da das kurvenäußere Rad bei diesem Verfahren einen größeren negativen Sturz erhält, werden die Seitenführungskräfte vorn erhöht.

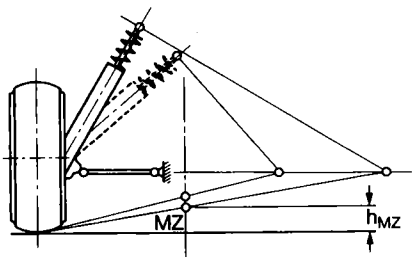


Bild 39. Höhe des Momentanzentrums bei McPherson-Achsen in Abhängigkeit von der Neigung des Federbeines

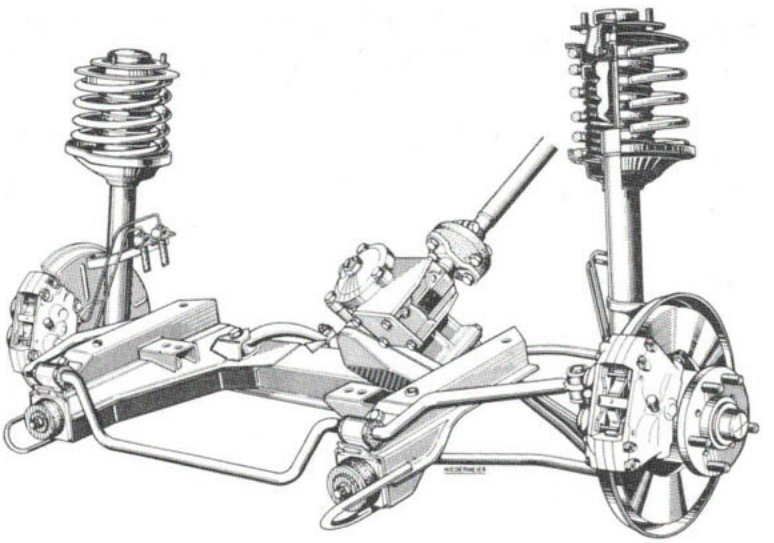


Bild 40. Vorderachse des BMW 520 in McPherson-Bauweise, mit einfachem unteren Querlenker und Zugstrebe

Querlenker mit längsliegender Drehstabfeder hat die nicht angetriebene Vorderachse des Fiat 130 (Bild 41). Der Querstabilisator dient gleichzeitig als Zugstrebe. Die hinteren Enden der Drehstabfedern links und rechts sind in einer Quertraverse befestigt, die an der Karosserie in Gummi gelagert ist.

Neuere McPherson-Vorderachsen mit Antrieb verwenden ausschließlich Schraubenfedern, die über dem Federbein angeordnet sind. Einen besonders breit gelagerten Dreiecksquerlenker hat der Lancia Beta (Bild 42). Das starr mit dem Achsschenkel verschraubte Federbein liegt so hoch, daß Platz für den Durchgang der Antriebswelle vorhanden ist. Es wird mit einem elastischen Stützlager mit dem Aufbau oben verbunden, Lenkbewegungen übernimmt ein Drucklager. Ein separater Stabilisator ist an den Querlenkern und am vorderen Tragrahmen befestigt.

Bei der Vorderachse des Audi 50 ist durch nach außen Verlegen des unteren Führungsgelenkes ein negativer Lenkrollhalbmesser verwirklicht worden (Bild 43). Auch hier verläuft die Schwenkachse in Vorderansicht wie beim Audi 80 so, daß in Radmitte ein positiver und am Boden ein negativer Hebelarm für die Längskräfte wirksam ist. Bei Fronttrieblern ist diese Anordnung deshalb günstig, weil Antriebs- und Bremskräfte (in Radmitte und am Boden wirkend) das Rad um die

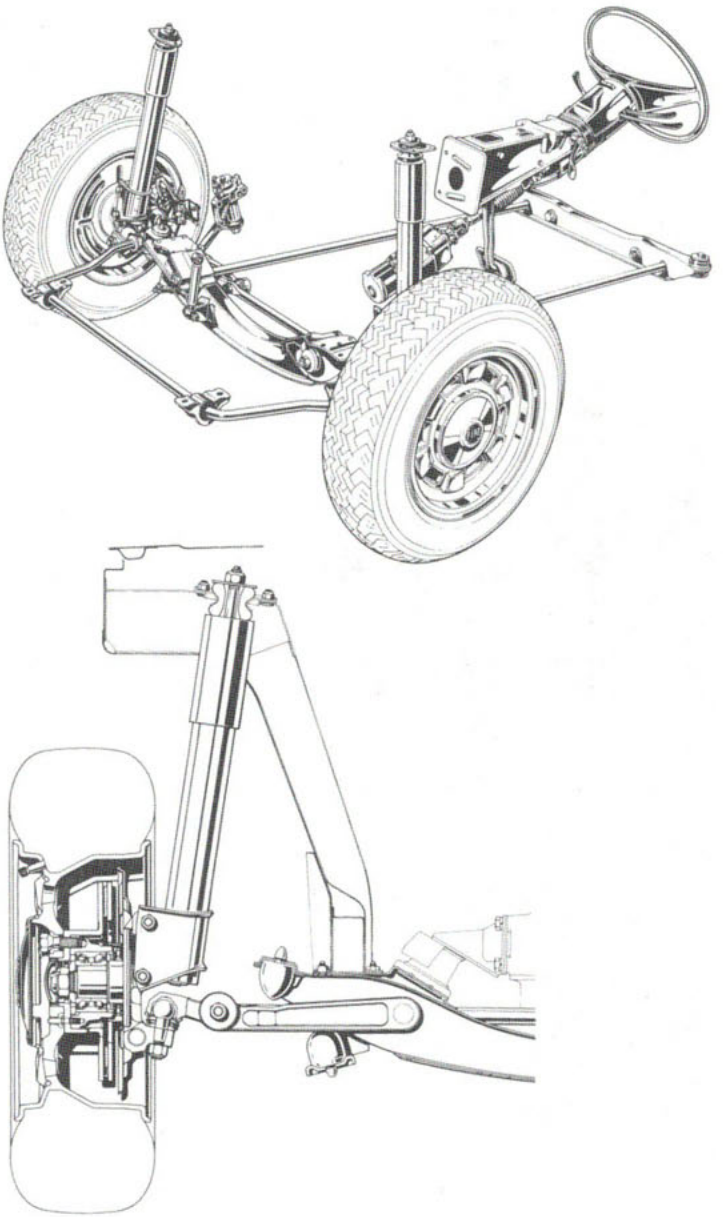


Bild 41. Vordere Aufhängung des Fiat 130, Schwingungsdämpfer als Führungselemente, unterer Querlenker mit längsliegenden Drehstabfedern

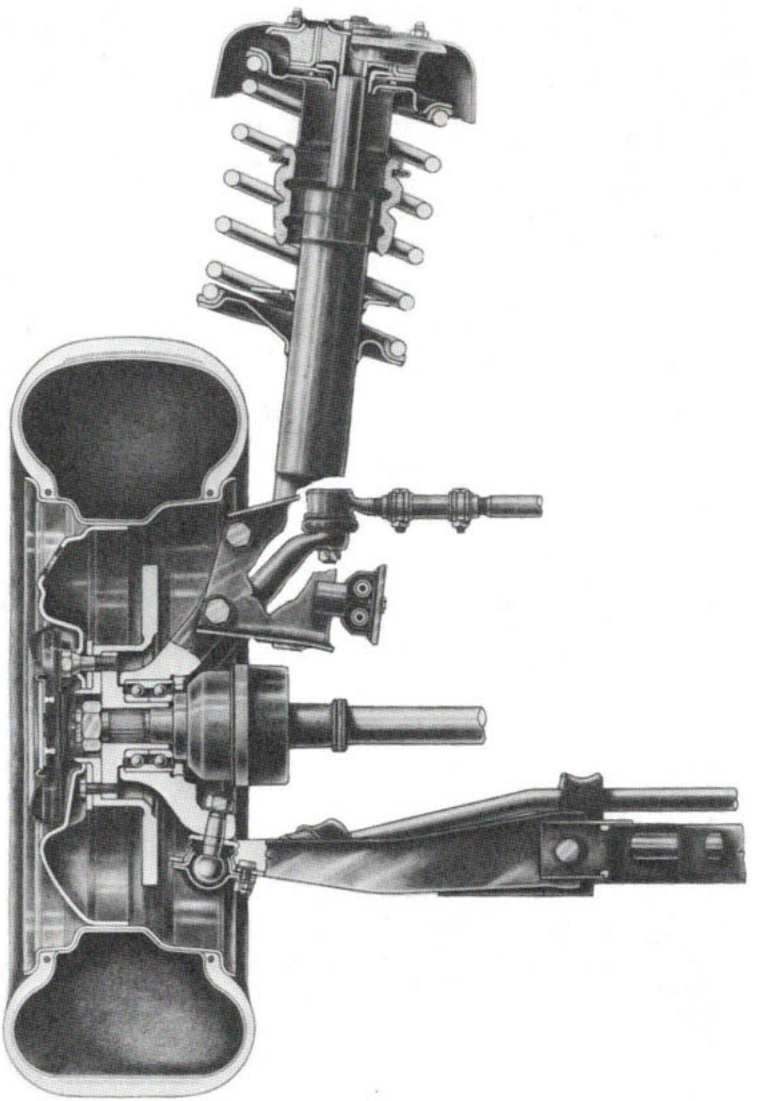


Bild 42. McPherson-Vorderradaufhängung am Lancia Beta mit breit gelagertem unteren Dreiecksquerlenker, mit Antrieb

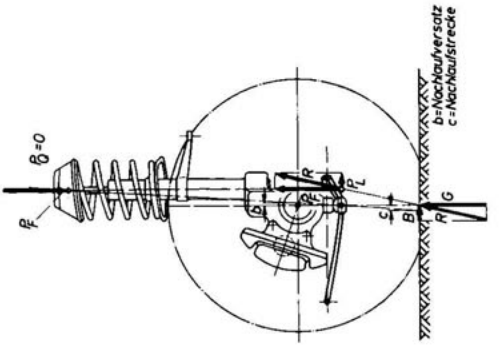
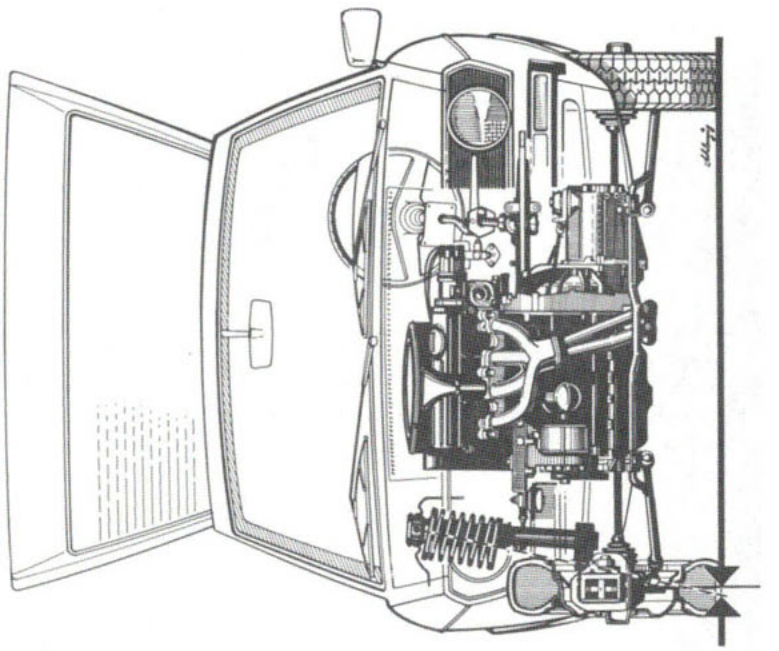


Bild 43. Angetriebene Vorderachse des Audi 50 mit negativem Lenkrollhalbmesser (links), Ausgleich der Querkraft PQ in der Federbein-Führung durch Verlagerung des Federbeines nach hinten (rechts)



Schwenkachse im gleichen Sinne vorspannen, wodurch Lenkschwingungen bei Gaswechsel vermieden werden [2]. Wegen der Möglichkeit, die Längsfederung frei wählen zu können, ohne die Quersteifigkeit der Achse zu beeinträchtigen, wurde ein einfacher Querlenker als Schmiedeteil mit einem als Zugstrebe wirkenden Stabilisator verwendet. Das Federbein wurde im Seitenriß hinter die Radmitte versetzt (Bild 43 rechts), um die aus der Antriebs- und Vertikalkraft resultierende Querkraft am Federbeinlager auszugleichen und damit ein feineres Ansprechen der Federung zu erreichen [25]. Der Schwenkachse wurde in Radmitte ein Nachlaufversatz gegeben, um bei dem größeren Nachlaufwinkel durch die Verschiebung des Federbeines nach hinten am Boden eine kleine Nachlaufstrecke zu verwirklichen. Der größere Nachlaufwinkel ergibt ein günstigeres Sturzverhalten der Vorderräder bei Kurvenfahrt.

422 Hinterachsen

422.1 Starrachsen

Starrachsen finden trotz der bekannten Nachteile wie hohes Gewicht, Platzbedarf und gegenseitige Beeinflussung der Räder beim Ein- und Ausfedern auch heute noch als Hinterachse bei PKW Verwendung. Die wichtigsten Vorteile sind die einfache und wirtschaftliche Herstellung, Sturzkonstanz bei gleichseitigem Einfedern und Aufnahme des Seitenkraftmomentes innerhalb der Achse sowie Sturzkonstanz zur Fahrbahn bei Kurvenfahrt. Die heutigen Starrachsen werden durch verschiedene Lenkeranordnungen präzis geführt und dadurch den Einzelradaufhängungen etwas angeglichen. Günstige Verhältnisse für den Einbau einer Starrachse ergeben sich bei Frontantriebswagen durch das Fehlen des Differentials. Als Vorderachse kommen sie bei PKW aus fahrdynamischen Gründen und wegen des hohen Platzbedarfes nicht mehr in Frage.

Eine *nicht angetriebene Starrachse* mit Schraubenfedern, wie sie in den Typen Renault 12, 15 und 17 eingebaut ist, zeigt Bild 44. Zur Aufnahme der Längskräfte sind außen am Rad zwei Längslenker angeordnet. In Querrichtung wird die Achse durch einen in der Mitte angeordneten Dreieckslenker gehalten.

Bei *angetriebenen Starrachsen* werden für die Abfederung entweder längsliegende Blattfedern oder immer häufiger Schraubenfedern verwendet. Die Hinterachse des Ford Escort mit Blattfedern zeigt Bild 45. Die starre Hinterachse von Opel für den Record und Commodore ist an zwei längeren unteren und zwei kurzen obenliegenden Längslenkern geführt. An den unteren breiteren Lenkern sind die Schraubenfedern befestigt (Bild 46). Die seitliche Führung wird mit einem lan-

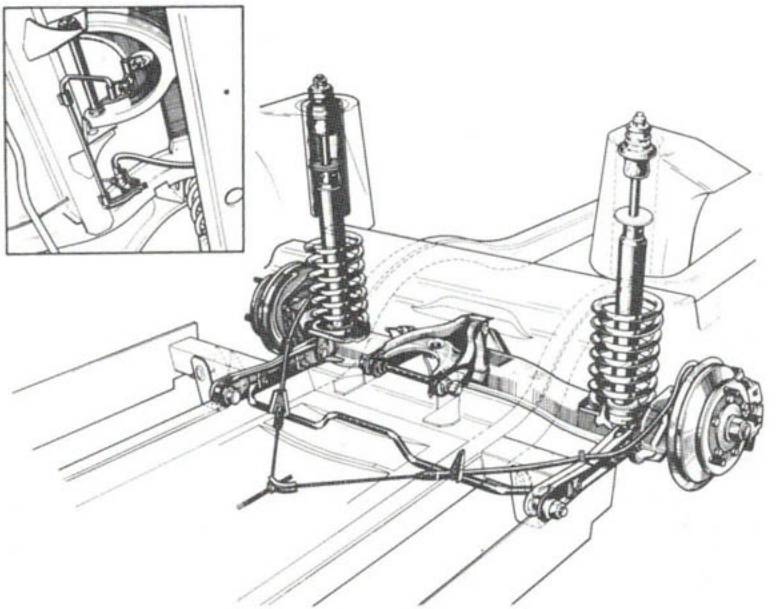


Bild 44. Nicht angetriebene hintere Starrachse der Renault Modelle 12, 15 und 17 aus Profilstahl mit zwei Längslenkern und einem Dreieckslenker für die Querführung

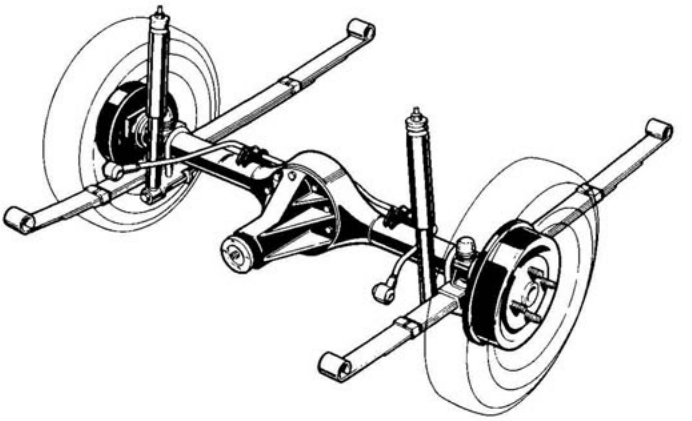


Bild 45. Starre Hinterachse des Ford Escort mit Blattfedern

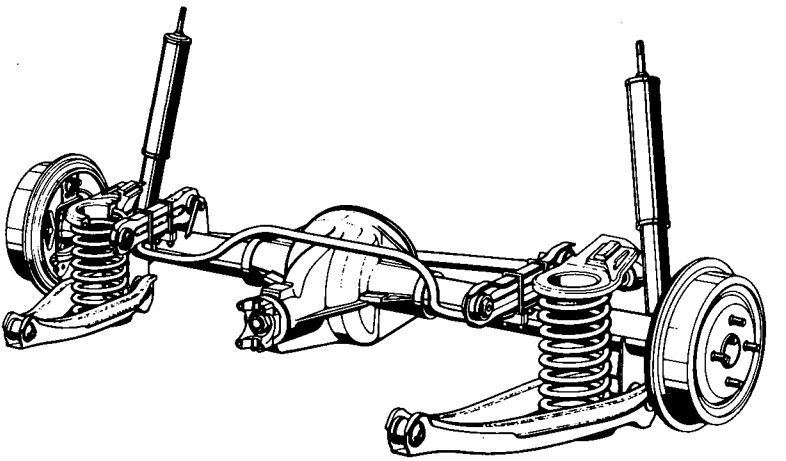


Bild 46. Starre Hinterachse für den Opel Rekord und Commodore an vier Längslenkern geführt

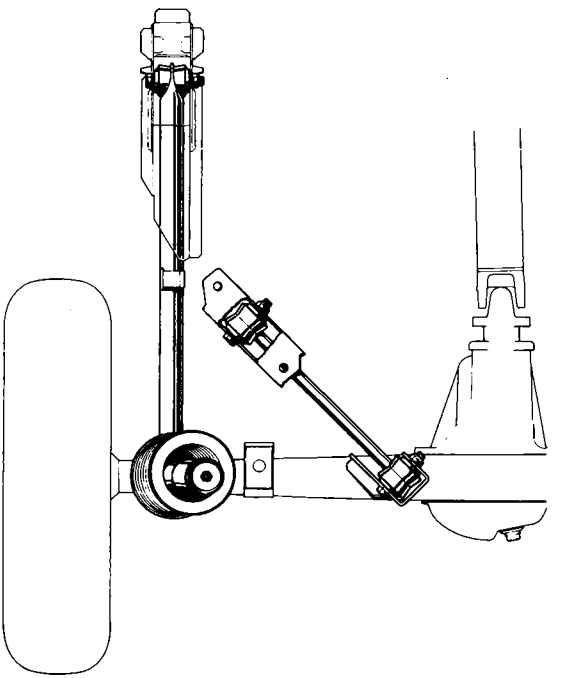


Bild 47. Die starre Hinterachse des Fiat 132 an zwei unteren Längslenkern und zwei oberen schräg angeordneten Lenkern geführt

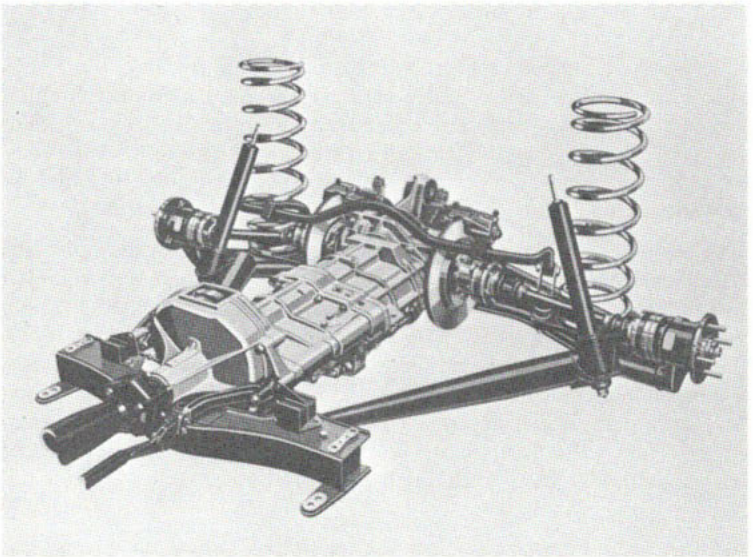


Bild 48. De-Dion-Hinterachse (Alfa Romeo Alfetta), der dreieckförmige Achskörper ist vorne am Aufbau in einem Gummilager befestigt, hinten durch zwei Querlenker nach dem Watt'schen Prinzip geführt

gen Querlenker (Panhardstab) gewährleistet. Die starre Hinterachse des Fiat 132 wird ebenfalls mit Schraubenfedern abgefedert, die Schwingungsdämpfer sind in der Federmitte angeordnet (Bild 47). Die Achse wird an zwei unteren Längslenkern und zwei oberen Schräglenkern geführt.

Eine Weiterentwicklung der Starrachse in Richtung der Einzelradaufhängung ist die *De-Dion-Achse*, die von Opel bei den großen Modellen Admiral und Diplomat bereits vor einigen Jahren eingeführt wurde. Das wesentliche Merkmal der De-Dion-Achse ist, daß das Differentialgehäuse am Karosserieboden befestigt ist und dadurch das Gewicht der schwingenden Achsteile reduziert wird. Diese Konstruktion erfordert allerdings aufwendigere Gleichlaufgelenke für den Antrieb der Räder. Auch neue Modelle erschienen mit dieser Achse, wie zum Beispiel der Alfa Romeo Alfetta und die kleinen Volvo-Typen (früher DAF). Bei der Alfetta (Bild 48) ist der dreieckförmige starre Achsträgerblock über Schraubenfedern abgefedert und am vorderen Ende in einem Gummilager am Aufbau befestigt. Hinter der Achse sind zwei Querlenker angeordnet, die den Achskörper nach dem Prinzip des Watt'schen Gestänges führen. Bei den kleinen Volvo-Modellen wird das Achsrohr der De-Dion-Achse mit Einblatt-Feder und Momentenstütze aufgehängt.

422.2 Hinterachsen mit Einzelradaufhängung

Eine *Doppelquerlenkerachse* als *angetriebene* Hinterachse hat neben allen Formelrennwagen z. B. der Jaguar E (Bild 49). Den oberen Querlenker bildet die in zwei Kreuzgelenken geführte Antriebswelle. Für die Abfederung werden am unteren Lenker je Achshälfte zwei Federbeine vor und hinter der Antriebswelle befestigt. Auf dem Bild sind die innenliegenden Bremsscheiben zu erkennen.

In letzter Zeit werden *Federbeine* oder Schwingungsdämpfer als Führungselemente auch bei Hinterachsen herangezogen. Bei diesen Achsen ist ein unterer Lenker vorhanden, wie bei den McPherson Vorderachsen, der quer, schräg oder längs angeordnet werden kann. Das Federbein ist starr mit dem Radträger verbunden und stützt sich oben elastisch an der Karosserie ab. Eine seitliche Abstützung des Radträgers ist hier zusätzlich erforderlich. Zur Abfederung dienen vorwiegend Schraubenfedern, die über dem Dämpfer angebracht sind, man findet aber auch noch Querblattfedern oder Drehstabfederung.

Ein *unterer Querlenker* wird bei den *nicht angetriebenen* Hinterachsen des Fiat 128 mit Querblattfedern und bei dem Lancia Beta mit oben am Federbein sitzenden Schraubenfedern verwendet. Bild 50 zeigt die raumsparende Hinterachse des Fiat 128. Im Bild sind die Querlenker und die Rohrführung mit eingebautem Schwingungsdäm-

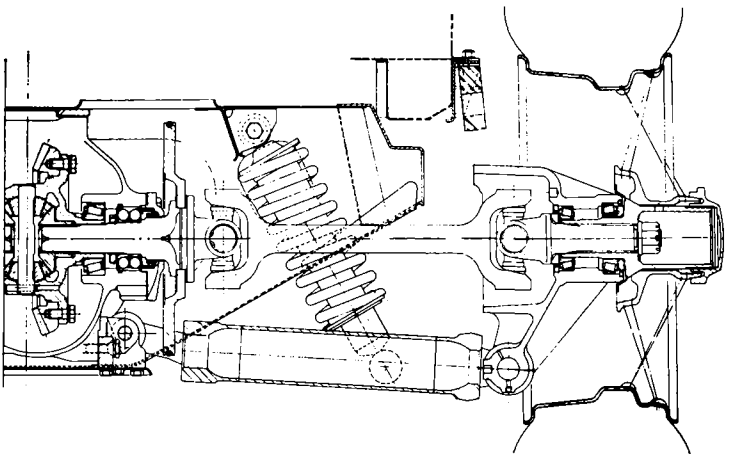


Bild 49. Doppelquerlenker-Hinterachse im Jaguar E. Den oberen Lenker bildet die Antriebswelle

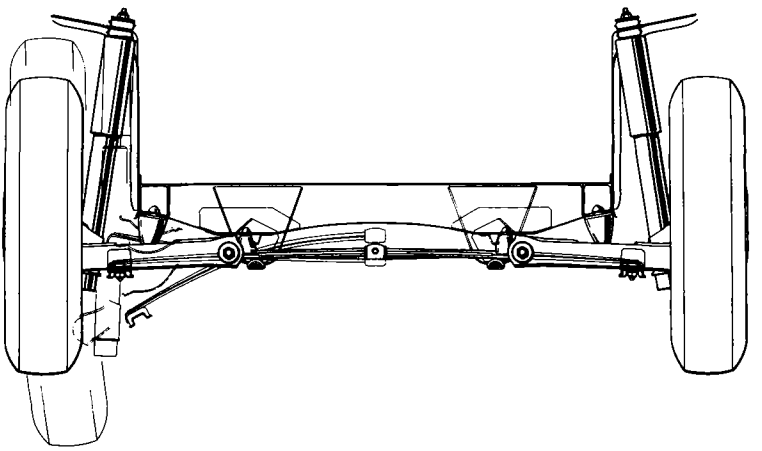


Bild 50. Hintere Radaufhängung des Fiat 128 mit Querlenker und Querblattfedern, Schwingungsdämpfer als Führungselement

pfer zu erkennen. Aus Platzgründen ist eine querliegende Blattfeder verwendet, die unter dem hinteren Querträger liegt. Die Feder hat je Ende eine Gummistütze, die bei Federung die beiden Blätter so leitet, daß bei Einfedern die Federsteifigkeit steigt. Es ergeben sich leichte Sturz- und Spuränderungen, aber auch ein Stabilisatoreffekt in der Kurve. Die Feder ist frei von Führungsaufgaben sowie Längs- und Querkräften, da sie sich mit den Gummilagern an der Karosserie nur abstützt, ohne an ihr befestigt zu sein. Die Hinterachse des Lancia Beta (Bild 51) besteht aus zwei parallelen Querlenkern je Seite und dem Federbein mit Schraubenfedern, das oben durch ein elastisches Stützlager am Aufbau befestigt ist. Der vordere Lenker eines jeden Querlenkerpaares hat eine feste Länge, der hintere dagegen ist zur Einstellung der Vorspur der Hinterräder verstellbar. Der Stabilisator ist als tragendes Teil der Achse ausgebildet und er übernimmt die Längsführung.

Bei *Schräglenkerachsen* ist der Radträger im Gegensatz zu den vorher behandelten Federbein- bzw. McPherson-Achsen fest mit dem Lenker verbunden, wobei keine zusätzlichen Führungselemente erforderlich sind.

Eine *Schräglenkeranordnung* mit Federbein hat die *Antriebsachse* des BMW 520 (Bild 52). Der Schräglenker ist an einem mit Gummi und definierter Längsfederung gegenüber der Karosserie isolierten Querträger aufgehängt. Die Drehachse der Lenker ist gegenüber der Radachse leicht verschränkt, um das Eigenlenkverhalten zu verbessern. Die Befestigung der Federbeine nahe am Rad ermöglicht einen gün-

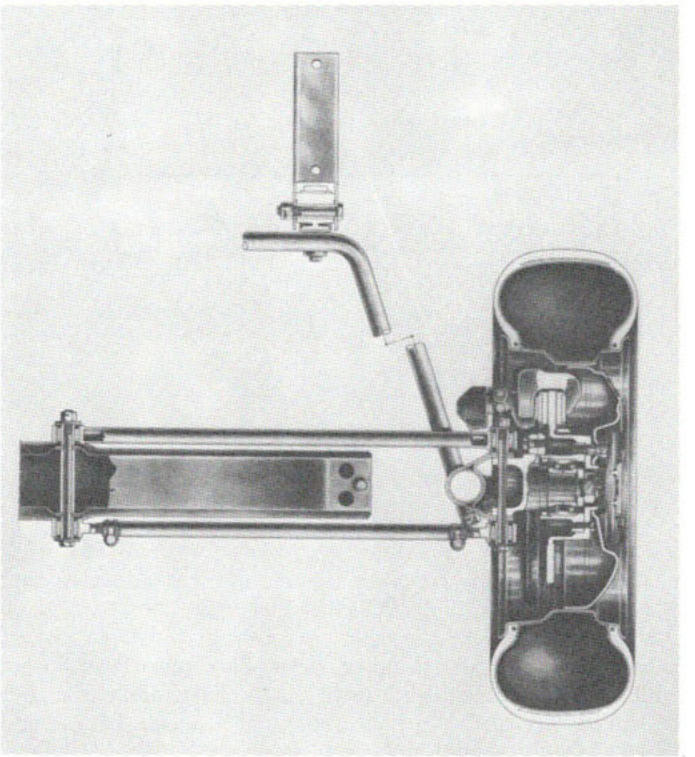


Bild 51. Hinterradaufhängung am Lancia Beta mit Federbein und je zwei parallelen Querlenkern, Vorspur am hinteren Lenker einstellbar, Längsführung durch den Stabilisator

stigen Dämpferhub. Die Diagonal-Pendelachse des Mercedes-Benz 450SE ist ebenfalls den Schräglenkerachsen einzureihen (Bild 53). Wegen des hohen Drehmomentes wurde bei dieser Achse ein 100%-iger Anfahrnickausgleich verwirklicht. Dazu wurde der Radträger im Schräglenker drehbar gelagert und nach dem Prinzip des Watt'schen Gestänges in Längsrichtung geführt. Der obere Längslenker wird durch den nach vorne gebogenen Arm des Stabilisators gebildet. Das Bremsnicken wurde durch einen zusätzlichen Bremsstator verhindert. Dazu wird der Festsattel der Scheibenbremse an einem separaten Bremsträger befestigt, der auf dem Radträger drehbar gelagert ist. Er stützt sich durch eine Lasche an der Verlängerung des Lenkers ab. Bei dieser Ausführung ergeben sich zwei Momentanpole, M_{P1} für das Bremsen und M_{P2} für das Anfahren, Bild 54. Der Bremsnick-

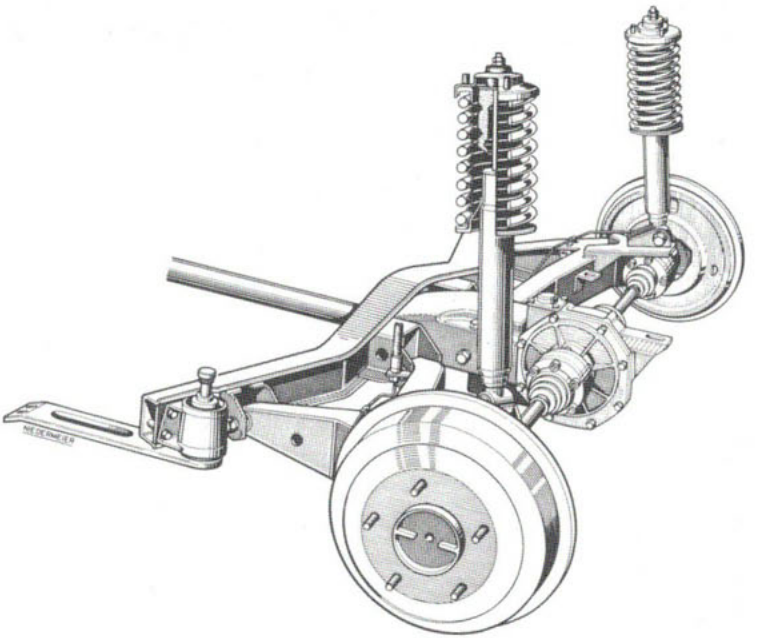


Bild 52. Schräglenker-Hinterachse des BMW 520 mit Federbeinen und gummigelagertem Querträger

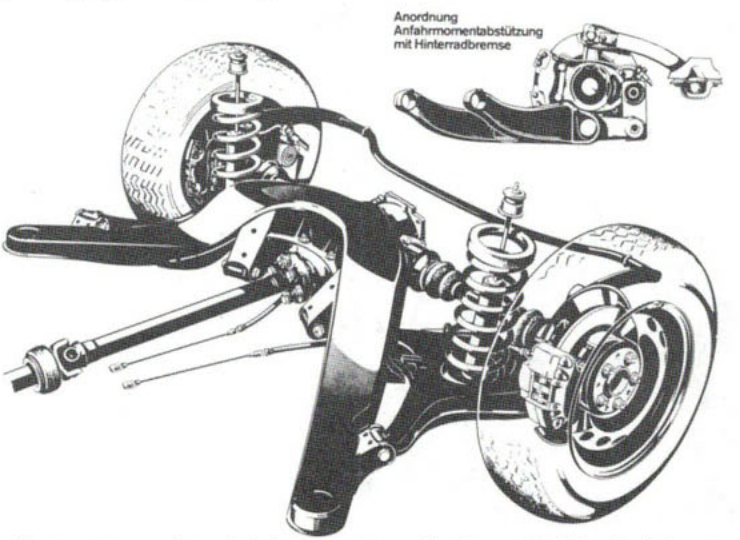


Bild 53. Diagonal-Pendelachse des Mercedes-Benz 450 SE mit Achsträger, Schräglenkern, Anfahrmomentabstützung und Bremsstator

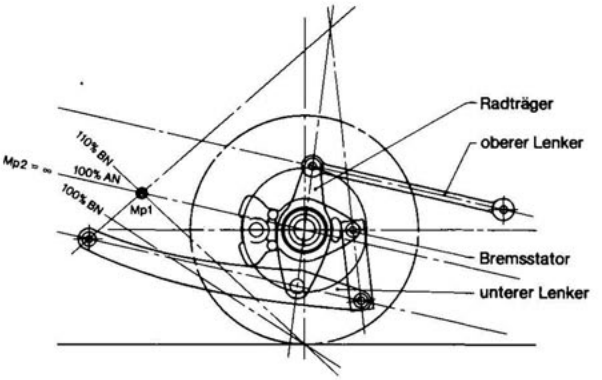


Bild 54. Bei der Hinterachse des Mercedes-Benz 450 SE ergeben sich zwei Momentanpole, M_{P_1} für das Bremsen und M_{P_2} für das Anfahren

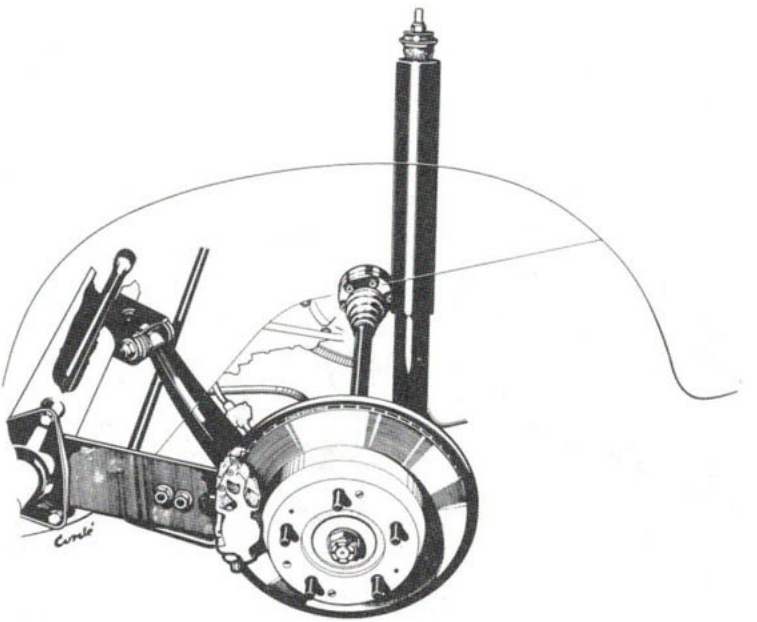


Bild 55. Schräglenker-Hinterachse des Porsche 911 mit querliegenden Drehstabfedern

ausgleich ist 110%, d. h., daß beim Bremsen das Wagenheck leicht nach unten gezogen wird. Mit dem Anfahrnickausgleich ist eine positive Schrägfederung verbunden, die sich vorteilhaft auf das Abrollen auswirkt [34].

Einen Schräglenker aus zwei Teilen hat die Porsche 911-Hinterachse mit Drehstabfederung (Bild 55). Ein Führungslenker aus Flachstahl und ein zusätzlich hinter dem Querrohr – welches die Drehstäbe einschließt – gelagerter Schräglenker bilden einen steifen Dreiecksverband. Die Federungskräfte überträgt der Führungslenker, Seiten- und Längskräfte werden von beiden Lenkern aufgenommen.

Längslenkerachse ohne Antrieb hat zum Beispiel der Renault 16 mit Drehstabfederung (Bild 56). Die Längslenker sind als Kastenprofil ausgebildet und sie werden durch zwei hintereinander liegende, höhenverstellbare Drehstäbe abgefedert. Die Drehstäbe sind in zwei parallel liegenden Rohren untergebracht, die mit Gummibüchsen mit der Karosserie verbunden sind. An dem am Längslenker befestigten Schwingungsdämpfer sind unten die Druckanschläge angebracht.

Zu den Längslenkerachsen ohne Antrieb zählen die *Verbundlenkerachse* des VW Scirocco und Golf und die *Koppellenkerachse* des Audi 50. Die Verbundlenkerachse (Bild 57) hat einen starren, biegefesten aber torsionsweichen Achskörper, der als Traverse ausgebildet über gummigelagerten Drehzapfen mit der Karosserie verbunden ist und der die beiden angeschweißten Längsarme trägt. Bei Kurvenfederung

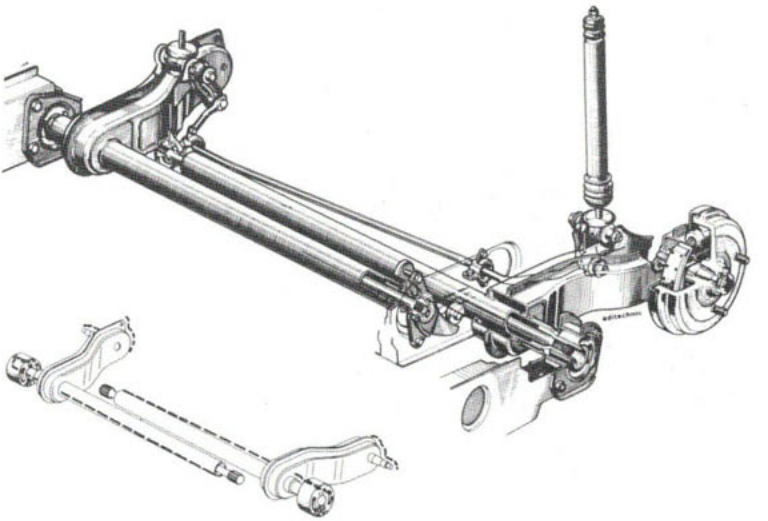


Bild 56. Längslenkerachse mit hintereinander liegenden Drehstabfedern am Renault 16 (Radstand links und rechts ungleich)

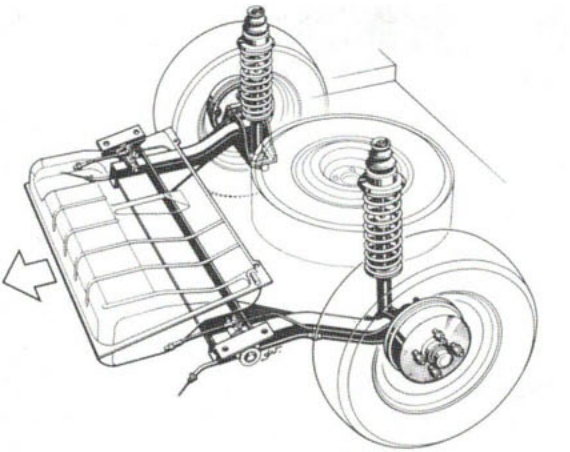


Bild 57. Verbundlenkerachse für VW Scirocco und Golf mit Federbeinen

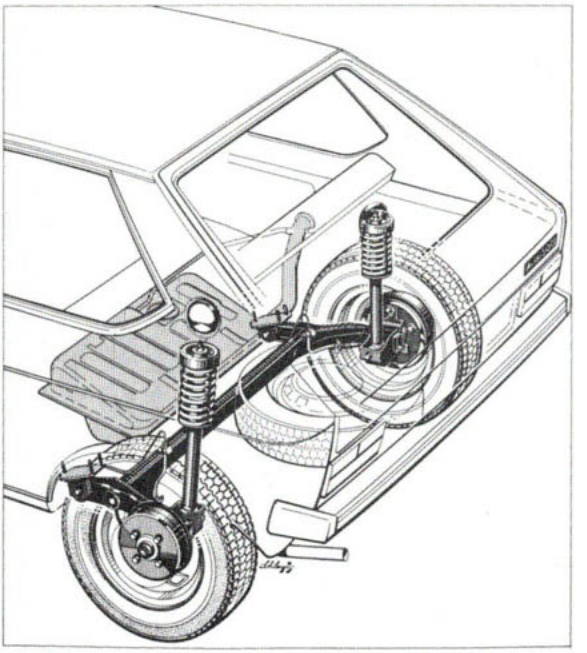


Bild 58. Koppellenkerachse des Audi 50 mit Federbeinen

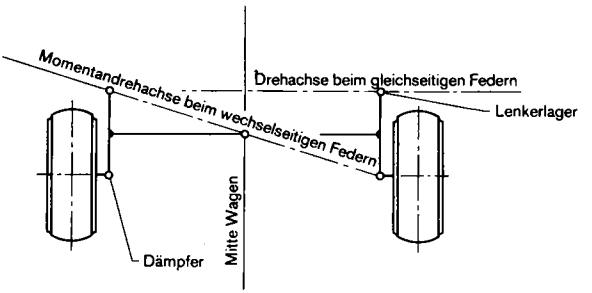


Bild 59. Momentandrehachsen der Koppellenker-Hinterachse am Audi 50 beim gleich- und wechselseitigen Federn

wirkt die Traverse als Stabilisator, aber auch bei gleichseitiger Federung entsteht die Verbundwirkung mit Stabilisierung. Sturz und Spur bleiben annähernd konstant. Vorteilhaft ist der große freie Raum zwischen den hinteren Rädern. Bei der Koppellenkerachse des Audi 50 nach Bild 58 sind die beiden Längslenker durch einen biegefesten, torsionsweichen Achsträger mit U-Profil gekoppelt. Etwa in der Mitte zwischen Lenkerlagern und Achszapfen ist der Träger an den Lenkern angeschweißt. Bei wechselseitiger Federung stellt sich durch diese Anbringungsart der U-Träger schräg und beeinflußt die Sturz- und Vorspuränderung. Der Mittelpunkt des Achsträgers bleibt raumfest und bildet mit den Lenkerlagern die Momentandrehachse (Bild 59) [4].

423 Federungssysteme mit Niveauregelung

Um den Fahrkomfort zu verbessern, muß die Fahrzeugfederung weich ausgelegt werden. Die damit verbundenen Nachteile wie große Radbewegungen und falsche Scheinwerferstellung bei extremen Beladungsverhältnissen werden mit der Verwendung von Niveauregelsystemen vermieden. Immer mehr Fahrzeuge werden mit Niveauregelung angeboten. Die Tendenz geht dahin, die mit erheblichen Dichtungsproblemen verbundene Luftfederung bei PKW zu verlassen und dafür *hydropneumatische Federelemente* einzubauen. Bei diesen Elementen ist die Gasfüllung in einem abgeschlossenen Raum, der über ein Membran mit dem hydraulischen Teil in Verbindung steht. Die Federung wird durch das Zusammendrücken des Gasvolumens bewirkt, das Öl überträgt lediglich den Gasdruck auf den die gefederte Last tragenden Kolben [20, 23, 35, 43].

Hydropneumatische Federelemente sind *volltragend*, wenn sie die ganze Fahrzeuglast tragen oder *teiltragend*, wenn sie parallel zu einer

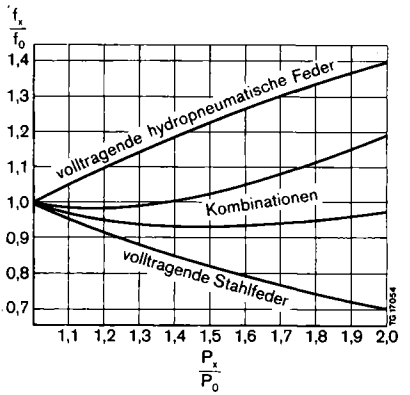


Bild 60. Einfluß der Beladung auf die Resonanzfrequenz des Aufbaues bei verschiedenen Federungssystemen

Stahlfeder, meistens Schraubenfeder, eingebaut werden. Die richtige Dimensionierung der Gasfeder ist wichtig, da bei der hydropneumatischen Federung mit konstanter Gasmenge die Federsteifigkeit mit der Beladung stark zunimmt, was einen Anstieg der Schwingzahl zur Folge hat. Bei linearen Stahlfedern sinkt die Schwingzahl mit der Beladung, während sie bei der Luftfederung mit konstantem Gasvolumen nahezu konstant bleibt. Die Änderung der Schwingzahl läßt sich mit einer Kombination von Stahl- und hydropneumatischer Feder niedrig halten [23]. Den Einfluß der Beladung auf die Resonanzfrequenz des Aufbaues bei den verschiedenen Federungssystemen zeigt Bild 60.

Die hydropneumatischen Federelemente können als Einkammerelemente oder Zweikammerelemente ausgebildet sein. Bei einem *Einkammerelement* sind für die Federkraft nur eine wirksame Kolbenfläche und der Druck nur in einer Gaskammer maßgebend. Bei *Zweikammerelementen* sind zwei wirksame Kolbenflächen und die Drücke in zwei Gaskammern, einer Hochdruckkammer und einer Niederdruckkammer, maßgebend.

Hydropneumatische Federungen unterscheiden sich außerdem auch nach der Quelle der Druckversorgung. Bei einer *fremdgespeisten Federung* liefert eine motorgetriebene Pumpe das Drucköl, bei einem *selbstpumpenden Federelement* ist die Pumpe mit dem Element vereinigt und wird durch die Federbewegungen des Fahrzeuges betätigt. Die Niveauregelung erfolgt durch Ablassen oder Zuspeisen von Drucköl. Man spricht von einer *Außenregelung*, wenn die Information über die Fahrzeughöhe von außen, z. B. durch die Stabilisatorstellung, kommt und von einer *Innenregelung*, wenn der Niveaufühler im Inneren des Federelementes angeordnet ist. Beispiele für selbst-

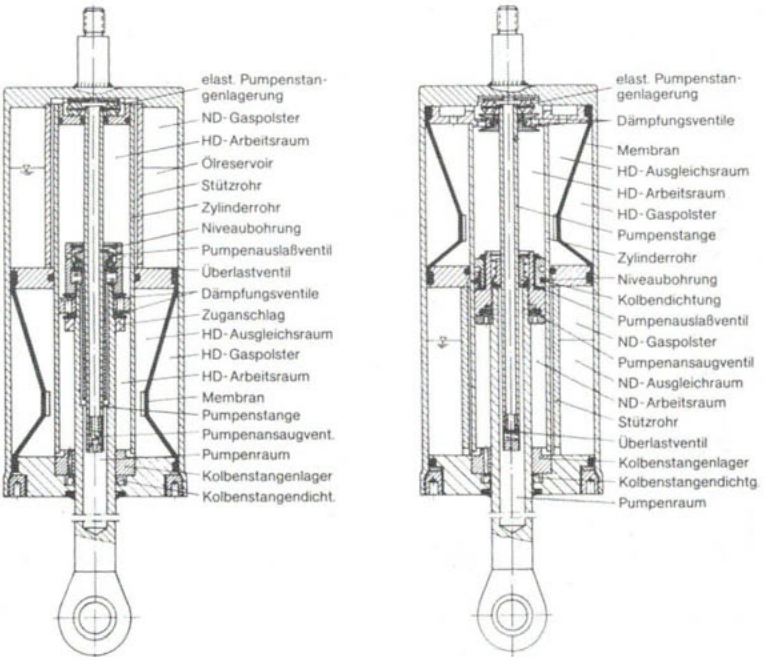


Bild 61. Selbstpumpende Federelemente für Niveauregelung. Boge-Nivomat (Einkammerelement) und Boge-Hydromat (Zweikammerelement) [28]

pumpende Federelemente sind der BOGE-Nivomat als Einkammerelement mit konzentrischer Gaskammer und der BOGE-Hydromat als Zweikammerelement (Bild 61).

Ein Beispiel für eine fremdgespeiste Federung mit Außenregelung und Einkammerfederelement ist, neben dem bereits seit langem bekannten Zentralspeichersystem von Citroën, die volltragende hydropneumatische Federung des Mercedes-Benz 450 SEL 6.9. Bild 62 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Federung. Die Federbeine (Bild 63) ersetzen die Stahlfeder und die Schwingungsdämpfer. Bei Einfederung wird aus den Federbeinen Öl in die Druckspeicher verdrängt. Die Druckspeicher sind mit unter Druck stehendem Stickstoff gefüllt, der durch das verdrängte Öl weiter komprimiert wird und damit die Federung bewirkt. Die Kolben der Federbeine enthalten auch die Dämpfungsventile, so daß Federung und Dämpfung in einem Element vereint sind. Um den bei einer Beladung abgesunkenen Wagenkasten auf das Ausgangsniveau zu regeln, muß Öl in die Federbeine gepumpt werden. Dies geschieht über ein Regelventil je Achse, die von den Sta-

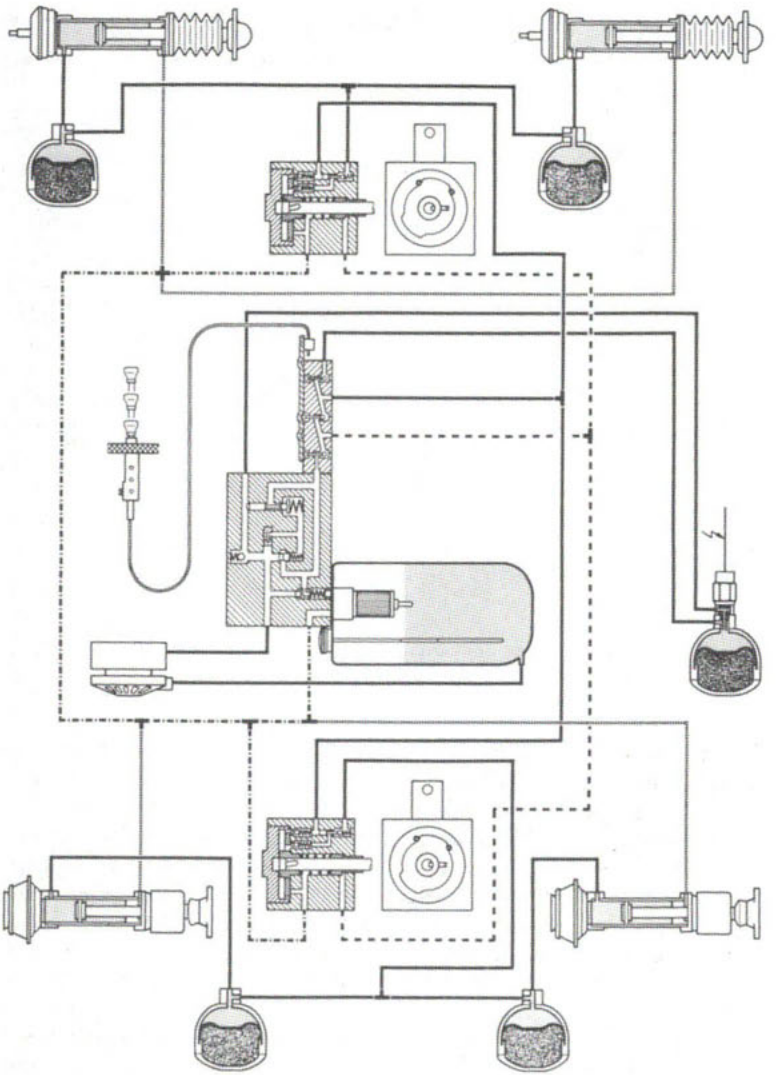


Bild 62. Prinzipieller Aufbau der hydropneumatischen Federung für den Mercedes-Benz 450 SEL 6.9

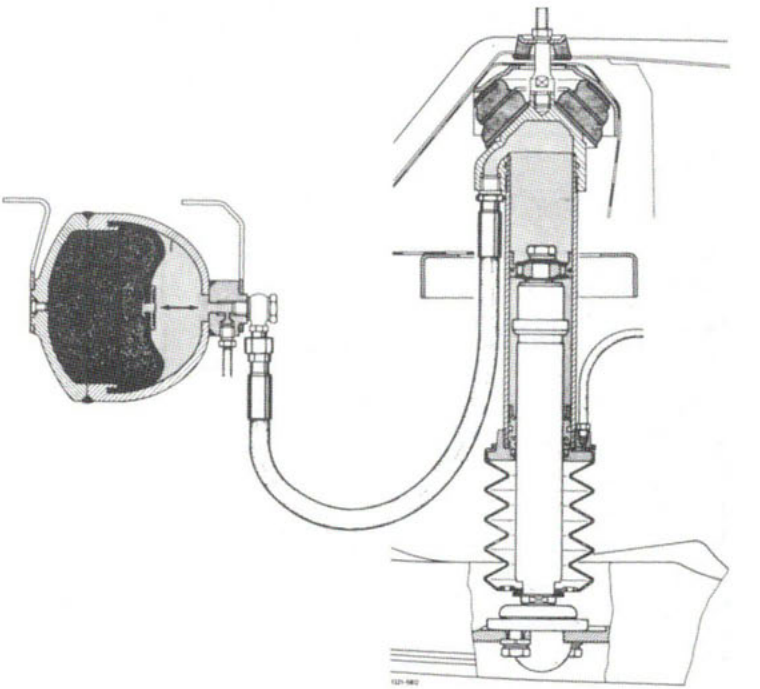


Bild 63. Federbein und Federspeicher für die hydropneumatische Federung nach Bild 62

bilisatoren mit einem Regelgestänge betätigt werden und die entsprechenden Federbeine mit dem Vorratsspeicher verbinden. Bei Entladung lassen die Regelventile Öl aus den Speichern in den Vorratsbehälter zurückfließen. Zur Druckversorgung saugt eine motorgetriebene Ölpumpe dauernd Öl aus dem Vorratsbehälter und pumpt es über ein Druckregelventil in den Zentralspeicher (Vorratsspeicher). Um die Bodenfreiheit bei schlechten Straßenverhältnissen zu erhöhen, kann das Fahrzeugniveau durch einen Zugknopf in der Armaturenanlage um 40 mm angehoben werden. Mit dem gleichen Zugknopf können die Federbeine in der jeweiligen Stellung arretiert werden, um ein Hinausschieben der Kolbenstangen bei Anheben des Fahrzeuges (z. B. bei Reifenwechsel) zu verhindern. Die Anordnung der Aggregate im Fahrzeug ist aus Bild 64 ersichtlich.

Ein anderes System wurde von Rolls-Royce entwickelt, wobei die Schraubenfedern durch automatisch regulierte hydraulische Stempel gegen den Aufbau abgestützt sind. Bei dieser Lösung verkürzt sich der Federweg mit der Beladung.

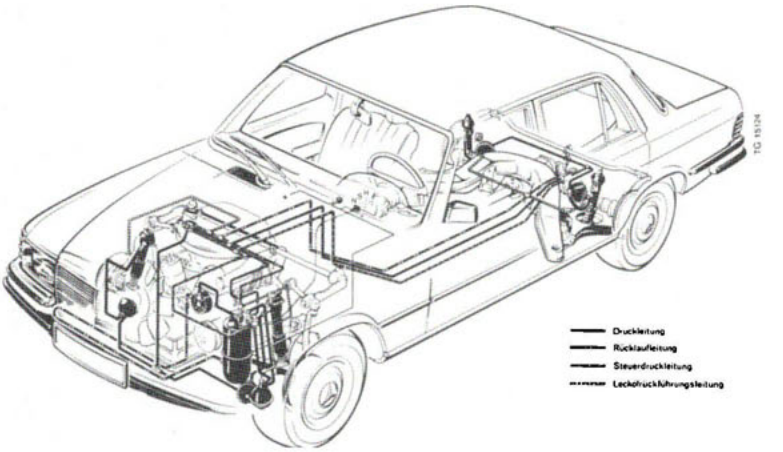


Bild 64. Anordnung der hydropneumatischen Federung im Mercedes-Benz 450 SEL 6.9

424 Einzelteile

424.1 Radlagerungen

Für die Lagerung von *nicht angetriebenen* Rädern sind Kegelrollenlager noch weit verbreitet [21]. Bild 65 zeigt die Vorderradlagerung eines LKW. Der große Abstand der Druckmittelpunkte ergibt eine günstige Kippmomentabstützung. Dieser Abstand sollte 10% des dynamischen Reifendurchmessers nicht unterschreiten. Er liegt im allgemeinen zwischen 11 und 12,5%. Der Belastungsfall ist für den Aussenring überwiegend Umfanglast, für den Innenring Punktlast. Die Außenringe werden deshalb mit einer festen Passung in die Nabe eingepreßt, die Innenringe können dagegen einen losen Sitz haben. Die lose Passung ist besonders beim äußeren Lager für ein feinfühliges Einstellen notwendig.

Bei PKW-Achsen werden immer häufiger statt 2 Kegelrollenlager zweireihige Schrägkugellager verwendet. Diese raum- und gewichtssparende Lösung findet man als Vorder- oder Hinterradlagerung für angetriebene und nicht angetriebene Achsen (Bilder 41, 42, 51). Da der Berührungswinkel größer ist als bei Kegelrollenlager, ist die Baulänge bei gleicher Stützbasis kleiner. Eine mögliche Auswahlreihe solcher Lager zeigt Bild 66. Der Innenring ist geteilt, so daß eine große Kugelzahl ohne Einfüllnut untergebracht werden kann. In Bild 67 ist die Lagerung eines angetriebenen PKW-Vorderrades mit einem zweireihigen, beidseitig abgedichteten Schrägkugellager dargestellt.

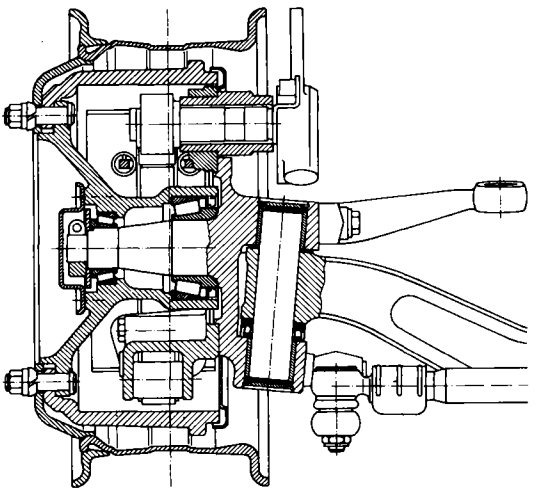
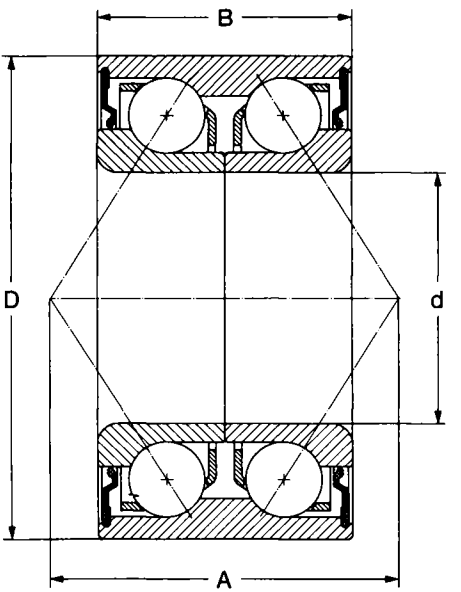


Bild 65. Vorderradlagerung eines LKW mit Kegelrollenlager in O-Anordnung



d mm	D mm	B mm	A mm
30	58	37	47,69
30	60	37	48,61
33	64	37	49,81
35	68	37	50,88
37	72	37	52,55
40	77	37	53,84
45	84	37	57,19
50	90	37	61,11

Bild 66. Auswahlreihe zweireihiger Schrägkugellager als Radlagereinheit für PKW

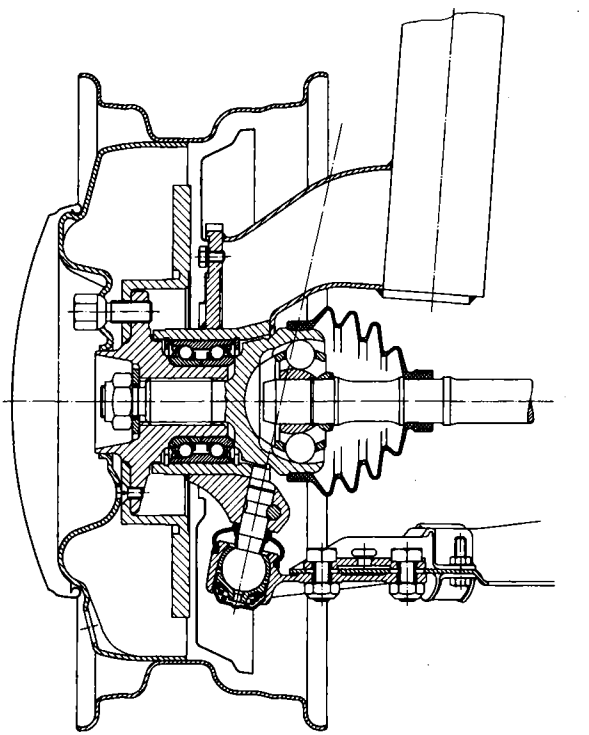


Bild 67. Radlagerung eines angetriebenen PKW-Vorderrades mit zweireihigem Schrägkugellager

Die beiden Innenringe sitzen nicht direkt auf dem Achsschenkel, sondern auf der zylindrischen Verlängerung des Radnabenflansches, wodurch die Biegebeanspruchung des Achsschenkels vermindert wird. Bei einer weiterentwickelten Ausführung für ein nicht angetriebenes PKW-Hinterrad sind die Außenlaufbahnen der Kugeln unmittelbar in den als Flansch ausgebildeten Außenring geschliffen (Bild 68). Diese Lösung bringt eine zusätzliche Gewichtsersparnis und Montageerleichterung. Durch diese auf Lebensdauer geschmierte, beidseitig abgedichtete Ausführung wird eine wartungsfreie Lagerungseinheit erreicht. Als weitere Entwicklung wird angestrebt, auch den Innenring als Flansch auszuführen und damit die Funktion des Achsschenkels in die Lagereinheit einzubeziehen [48].

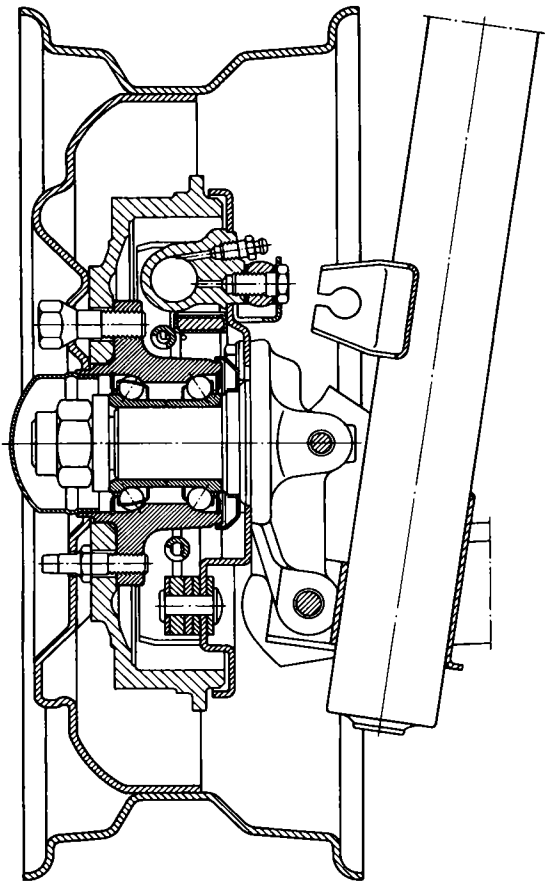


Bild 68. Lagerung eines nicht angetriebenen Hinterrades mit einem zweireihigen Schrägkugellager, Außenringlaufbahnen für die Kugeln in die Radnabe mit Flansch integriert

424.2 Federbeinlagerung

Die Lagerung von Federbeinen an der Karosserie muß geräuschisolierend sein und neben dem Lenkeinschlag auch Schwenkbewegungen von $\pm 20°$ ermöglichen. Hierzu wird zwischen dem Abstützring an der Karosserie und dem Abstützteller für die Schraubenfeder ein Gummi-

lager und ein Wälzlager eingebaut. Es können spezielle, vollkugelige Rillenkugellager (Bild 69a) oder Axial-Schrägkugellager, letztere auch in spanlos geformter Spezialausführung (Bild 69b) verwendet werden. Das mit Fett gefüllte und gut gekapselte Lager ist wartungsfrei.

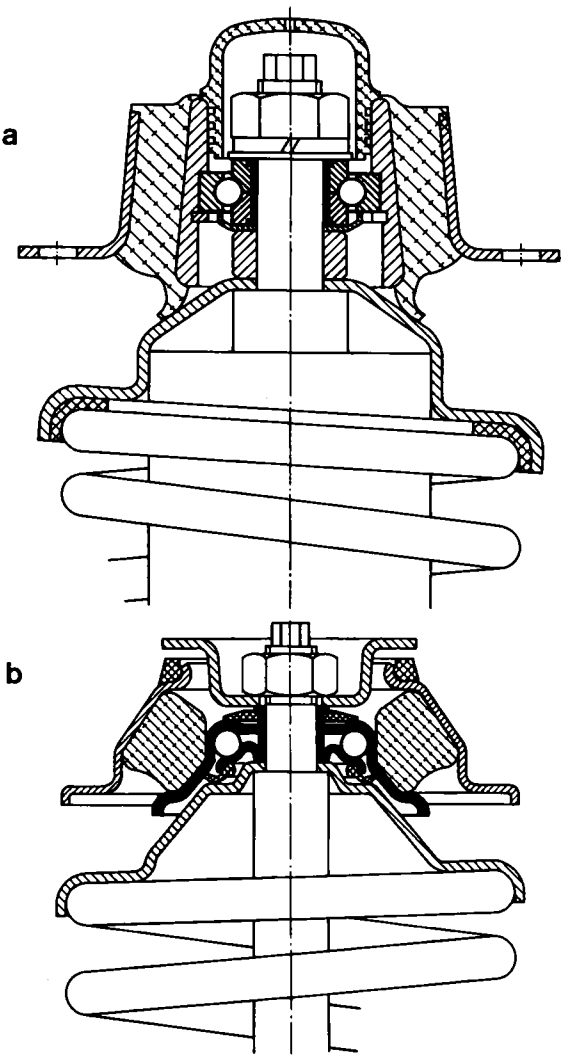


Bild 69. Federbeinlagerung, a) mit vollkugeligem Rillenkugellager, b) mit spanlos geformtem Axialschrägkugellager

424.3 Schraubenfeder

Da der raumsparenden Bauweise im Kraftfahrzeugbau immer mehr Bedeutung zukommt, werden auch bezüglich Größe und Form von Schraubenfedern neue Lösungen gesucht. Bei Fahrzeugen mit großem Verhältnis des zulässigen Gesamtgewichtes zum Leergewicht ist eine progressive Federung von Vorteil. Die progressive Kennung wird entweder durch eine besondere Kinematik mit zylindrischen Schraubenfedern erreicht, wobei sich die Federübersetzung über dem Federweg ändert, oder man verwendet progressive Federn. Die Progressivität wird bei Schraubenfedern dadurch erreicht, daß sich während des Einfederungsvorganges kontinuierlich Windungen ausschalten. Hierzu ist eine Parallelität der Endwindungen notwendig, da sich sonst größere Windungsteile auf einmal aufeinander oder auf die Unterlage legen würden, was zu Unregelmäßigkeiten in der Federkennung und zu Klappergeräuschen führen könnte. Deshalb sind Federbeinachsen, wobei die Parallelität der Windungen gewährleistet bleibt, für den Einsatz von progressiven Schraubenfedern besser geeignet als Doppelquerlenkerachsen. Progressivität bei zylindrischen Schraubenfedern erreicht man durch veränderlichen Drahtdurchmesser und Windungsabstand. Zylindrische Schraubenfedern haben den Nachteil einer großen Blockhöhe und des damit verbundenen großen Bauraumes.

Für Neukonstruktionen wird heute die Verwendung von nichtzylindrischen Schraubenfedern in Erwägung gezogen. Konische oder doppelkonische Schraubenfedern (Miniblockfedern) ermöglichen eine op-

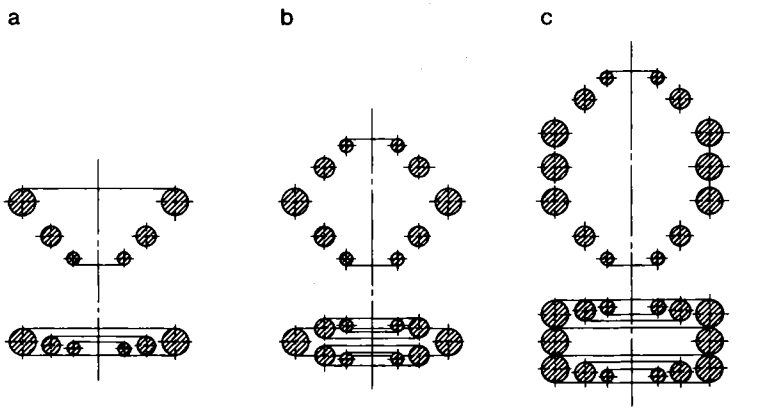


Bild 70. Nichtzylindrische Schraubenfedern (Miniblockfedern) bieten optimale Ausnutzung des Bauraumes für die Fahrzeugfederung. Ausführungsmöglichkeiten: a) einfachkonisch, b) doppelkonisch, c) Kombination mit einem zylindrischen Teil

timale Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Bauraumes. Bei diesen Federn ändert sich der Windungsdurchmesser in der Form, daß sich die Windungen unter Blockkraft wie eine Spirale ineinander legen und eine minimale Blockhöhe von einmal dem Drahtdurchmesser ergeben (Bild 70a). Der Nachteil der einfach konischen Feder ist der große seitliche Platzbedarf für den großen Federteller auf der breiten Seite der Feder. Günstiger ist die doppelkonische Feder nach Bild 70b, wobei die Blockhöhe etwas größer ist, aber nur zwei kleine Federteller mit kleinen Auslaufwindungen benötigt werden. Die beste Lösung scheint die Kombination von b mit einem zylindrischen Teil zu sein (Bild 70c). Damit wird der Bauraum für die Feder sowohl in der Höhe als auch in der Breite optimal genutzt. Im Innenraum der Feder kann der Einfederungsanschlag untergebracht werden [26].

424.4 Lenker und Lenkerlager

Bei der Konstruktion von Lenkern wird auf eine raumsparende Leichtbauweise Wert gelegt. Die Lenker können aus einem Teil gefertigt werden, wobei beide Lenkerlager an diesem Teil angebracht sind (Dreieckslenker) oder aber aus zwei Teilen bestehen. Dreieckslenker werden meistens als biege- und verwindungssteife, leichte Preßteile hergestellt oder aus Schmiedeteilen durch Schweißen bzw. Nieten zusammengesetzt (Bild 71). Bei zweiteiligen Lenkern ist der eigentliche Querlenker meistens als Schmiede- oder Blechpreßteil geformt, an dem die Zug- oder Druckstrebe entweder starr oder über Gummilager elastisch angelenkt wird Bild 72. Oft verwendet man bei dieser Ausführung statt einer Strebe den Stabilisator als Führungselement (Bild 33).

Die Lenkerlager haben die wichtige Aufgabe, Fahrbahngeräusche zu isolieren und die am Rad wirkenden Kräfte möglichst mit wenig Nachgiebigkeit aufzunehmen. Im Prinzip bestehen sie aus zwei

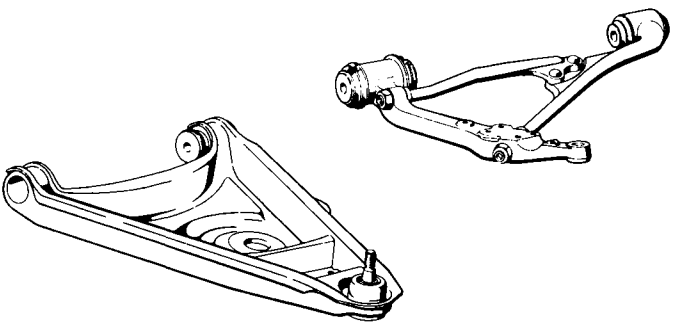


Bild 71. Ausführung von Dreieckslenkern

koaxial angeordneten, zueinander durch eine Gummischicht isolierten Büchsen. Sie werden entweder als Gummi-Gleitlager oder Torsionsgummilager ausgeführt. Es wird angestrebt, bei möglichst niedrigen Gummishore-Härten (gute Geräuschisolierung) die erforderlichen Steifigkeiten in drei Richtungen durch spezielle Formgebung zu erreichen. Bild 73 zeigt Beispiele für die Ausführung von Lenkerlagern, die nach diesen Gesichtspunkten konstruiert wurden.

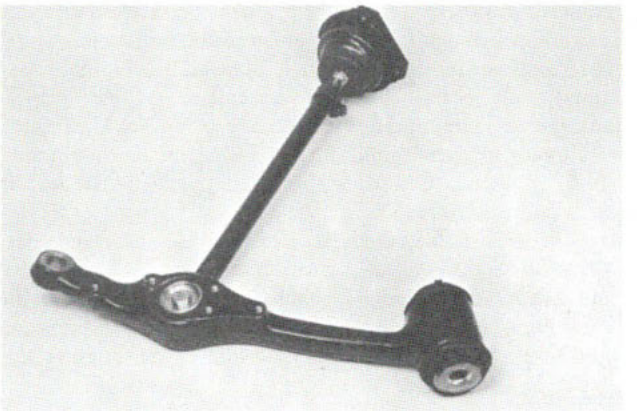


Bild 72. Einfacher Querlenker mit Reaktionsstrebe

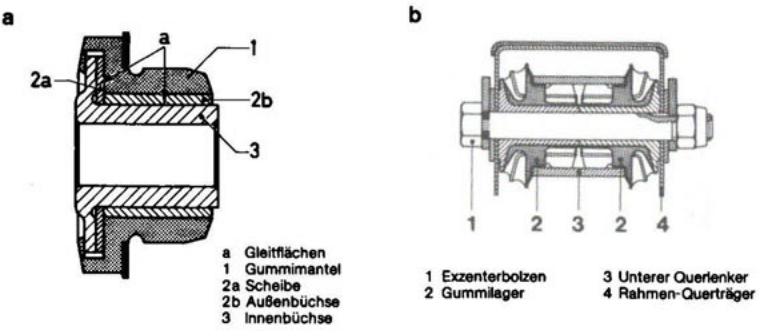


Bild 73. Lenkerlager, a) Gummi-Gleitlager, b) Torsionsgummilager

43 Radaufhängung und Federung bei Nutzfahrzeugen und Omnibussen

Die konstruktive Lösung der Radaufhängung und Federung bei Nutzfahrzeugen hängt in starkem Maße von den Einsatzbedingungen der Fahrzeuge ab. An schnelle Transportfahrzeuge und Omnibusse müssen andere Anforderungen gestellt werden als an Geländefahrzeuge oder Baumaschinen. Als dominierende Achsbauart wird vorwiegend die Starrachse verwendet. Bei Vorderachsen für Omnibusse findet man jedoch auch die Einzelradaufhängung mit Dreieckslenkern.

Großer Wert wird auf die präzise Führung der Starrachsen mit verschiedenen Lenkeranordnungen und auf einen guten Fahrkomfort gelegt. Zur Abfederung werden hauptsächlich Blattfedern, Halbelliptikfedern, manchmal auch Schraubenfedern verwendet. Seit der Verbreiterung des Containerverkehrs und des Einsatzes von Wechselaufbauten wird bei Nutzfahrzeugen vorwiegend auf der Hinterachse zunehmend die Luftfederung eingesetzt. Omnibusse werden mit Volluftfederung ausgerüstet.

Bild 74 zeigt die starre, luftgefederte *Vorderachse* der Mercedes-Benz 0 303 *Omnibusse*. Die Achse ist an Längs- und Querlenkern geführt und mit Luftfeder-Rollbälgen abgefedert. Ein Beispiel für die Einzelradaufhängung ist die seit langem gebaute Vorderradaufhängung der MAN-Omnibusse (Bild 75). Im Bild 76 ist die Aufhängung der

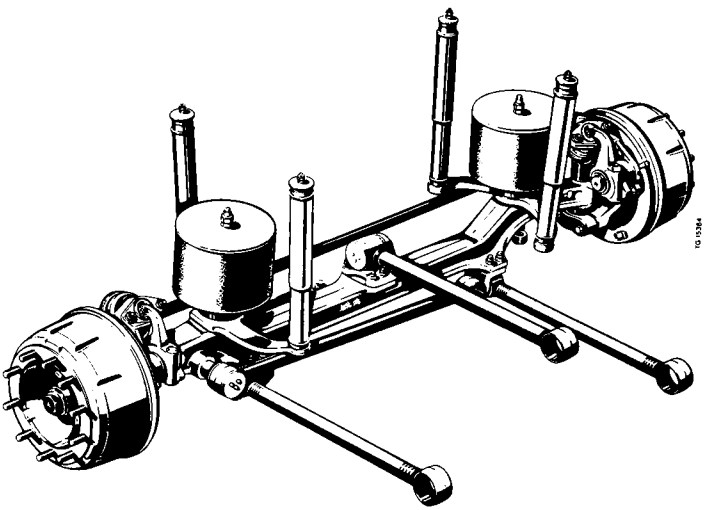


Bild 74. Luftgefederte Vorderachse mit Längs- und Querlenkern für Mercedes-Benz Omnibusse 0 303

luftgefederten *Hinterachse* der MAN-*Stadt- Überlandlinien- und Reisebusse* dargestellt. Ihr besonderes Kennzeichen ist, daß kein Bauteil der Aufhängung breiter ist als der Radkasten. Dadurch ist es möglich, im Reiseomnibus das Maximum an Kofferraum zu erzielen. Außerdem bereitet es keine Schwierigkeiten, ohne Änderung an der Radaufhängung, zwei Achsen hintereinander in dem minimalen durch den Raddurchmesser begrenzten Abstand anzuordnen.

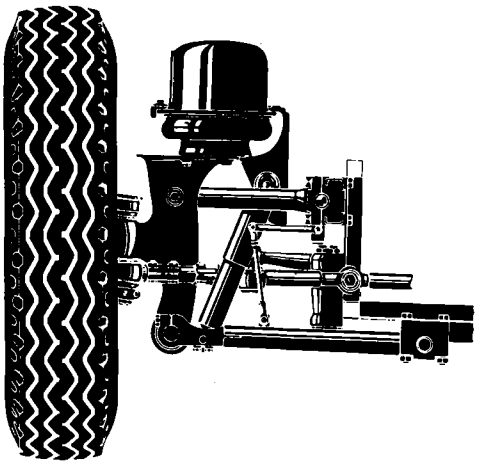


Bild 75. Einzelradaufhängung an der Vorderachse mit Luftfederung an MAN-Omnibussen

Bei Nutzfahrzeugen ist man auch bestrebt, durch eine weichere Federung den Fahrkomfort ständig zu verbessern. Dazu werden die Blattfedern bzw. reibungsarme Halbelliptikfedern immer länger ausgeführt. Als *Vorderachse für Nutzfahrzeuge* werden heute vorwiegend Starrachsen mit Stahlfedern verwendet. In letzter Zeit wird jedoch bei solchen Fahrzeugen, bei denen es wirtschaftlich vertretbar ist, auch bei der Vorderachse die Luftfederung eingesetzt. Ein Beispiel dafür ist die Vorderachsaufhängung der luftgefederten Lastkraftwagen von MAN (Bild 77). Die aus zwei Blattfedern bestehenden Längslenker sind mit dem Achskörper fest verbunden, so daß bei einseitiger Einfederung der Achskörper verdreht wird und dadurch als Stabilisator wirkt. In Querrichtung ist die Achse an einem Panhardstab geführt.

Hinterachsen für Nutzfahrzeuge haben Stahl- oder Luftfederung. Bild 78 zeigt die Radaufhängung der Mittelklasse-Folgegeneration von MAN mit Schraubenfedern. Die Querkräfte werden von dem über der Achse angeordneten Dreieckslenker aufgenommen. Die Aufhängung ermöglicht die für geländegängige Fahrzeuge erforderliche

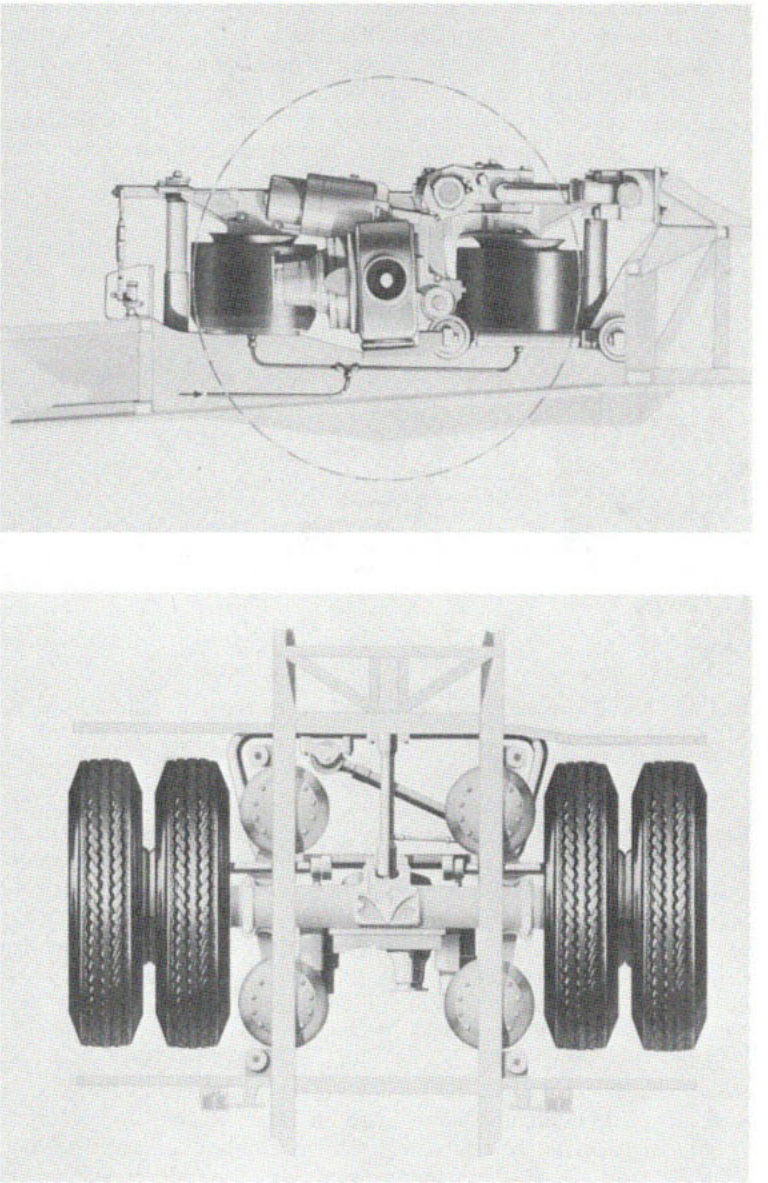


Bild 76. Hinterachsaufhängung mit Luftfederung in raumsparender Ausführung für MAN-Stadt-, Überlandlinien- und Reisebusse

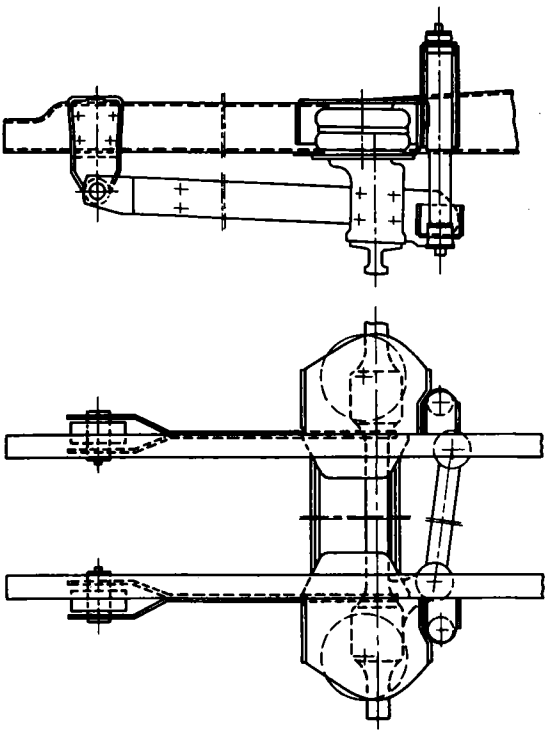


Bild 77. Vorderachsaufhängung von luftgefederten MAN-Lastkraftwagen mit Längslenkern aus Blattfeder und Panhardstab

große Verschränkbarkeit nahezu ohne Verwindung des Rahmens, was für den Transport geschlossener Aufbauten wichtig ist.

Doppel-Hinterachsen (Tandemachsen) können als Waagebalkenachse, auch Pendelfederachse genannt (besonders günstig für Fahrten im Gelände) oder als Einzelachsaufhängung (bzw. Einzelradaufhängung) ausgebildet sein. Ein Achslastausgleich bei Tandemachsen ist auch durch ein Ausgleichgestänge, oder bei Luftfederung durch Ausgleich-Luftleitungen zu erreichen.

Bild 79 zeigt eine neuere Lösung bei einer Pendelfederachse für die Aufhängung der beiden angetriebenen Hinterachsen für Mercedes-Benz Straßenfahrzeuge. Die wirksame Länge der Blattfeder wurde bei gleichbleibendem Achsabstand durch nach außen Verlegen der Auflageböcke vergrößert. Die beiden Achsen werden von je 2 Schräg- und einem Längslenker geführt. Die Schräglenker sind so angeordnet, daß bei Kurvenfahrt durch die Wirkung der Seitenkräfte eine Untersteuertendenz erreicht wird. Da die Federn selbst keine Führungsaufgaben

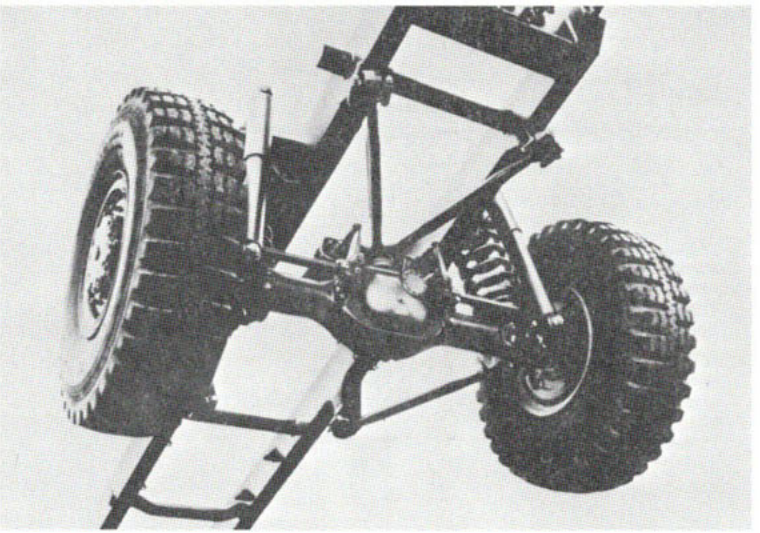


Bild 78. Hinterachsaufhängung mit Schraubenfedern, zwei Längs- und einem dreieckförmigen Querlenker für MAN-Mittelklasse-Lastkraftwagen

haben, konnten sie schmal, d. h. reibungsarm ausgeführt werden. Vier weit auseinander gelegte Schwingungsdämpfer und ein Stabilisator ergeben einen hohen Fahrkomfort.

Leichtere Dreiachsfahrzeuge mit nur einer hinteren Antriebsachse haben eine einfach bereifte Nachlaufachse (Schleppachse), die an einer Schwinge gelagert, meistens pneumatisch angehoben werden kann (Bild 80).

Das Schema einer Ausgleichsachse („no hop") zeigt Bild 81. Eine gewisse Ausgleichswirkung wird bei der Pendelfederachse mit Längslenkern am dreiachsigen Leyland Marathon erreicht (ATZ 1973, S. 438).

Zur Abfederung der Hinterachsen, vornehmlich für Transportfahrzeuge, die Wechselaufbauten aufladen und absetzen müssen, ist eine Luftfederung am besten geeignet. Durch die einfache Möglichkeit zum Heben und Absenken des Fahrgestells (Liften) bei Luftfederung wird der Transportverkehr rationalisiert. Weitere Vorteile der Luftfederung sind die belastungsunabhängige Resonanzfrequenz des Aufbaues und die Niveauregelbarkeit. Wegen des relativ großen Platzbedarfes und der erforderlichen aufwendigeren Führung der Achse bei Luftfederung wird jedoch oft aus Gründen der Wirtschaftlichkeit die Luftfederung an der Hinterachse mit einer stahlgefederten Vorderachse kombiniert.

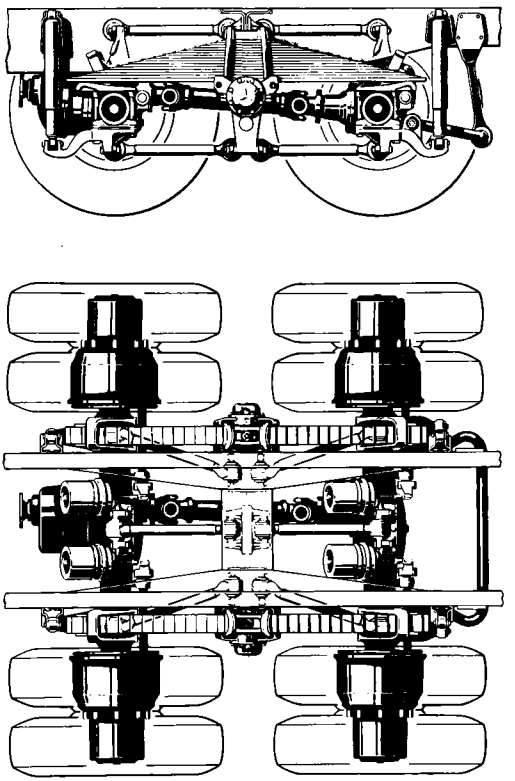


Bild 79. Mercedes-Benz Komfort-Pendelfederung für schwere Straßenfahrzeuge mit zwei angetriebenen Hinterachsen. Durch nach außen Verlegen der Auflagen wurde die Pendelfederlänge vergrößert

Die kostspielige Luftfederung lohnt sich hauptsächlich bei Schwerlastwagen für den Fernverkehr. Bei leichten und mittleren Lastwagen hat es sich wegen der kleineren Nachfrage in den meisten Fällen als wirtschaftlicher herausgestellt, stahlgefederte Serienfahrzeuge bei Bedarf nachträglich auf eine Luftfederung umzurüsten oder hydraulische Hebeeinrichtungen für den Wechselverkehr einzubauen. Eine Umrüstung von Stahl- auf Luftfederung an der Hinterachse eines mittleren Lastwagens, wie sei von der Firma Sauer für Mercedes-Benz Fahrzeuge angeboten wird, zeigt Bild 82. Zur Befestigung am Fahrzeugrahmen werden die vorhandenen Federkonsolen verwendet. Die Längs- und Querführung der Achse übernehmen je zwei parabelförmige Blattfedern, die bei wechselseitiger Federung auch als Stabilisator wirken.

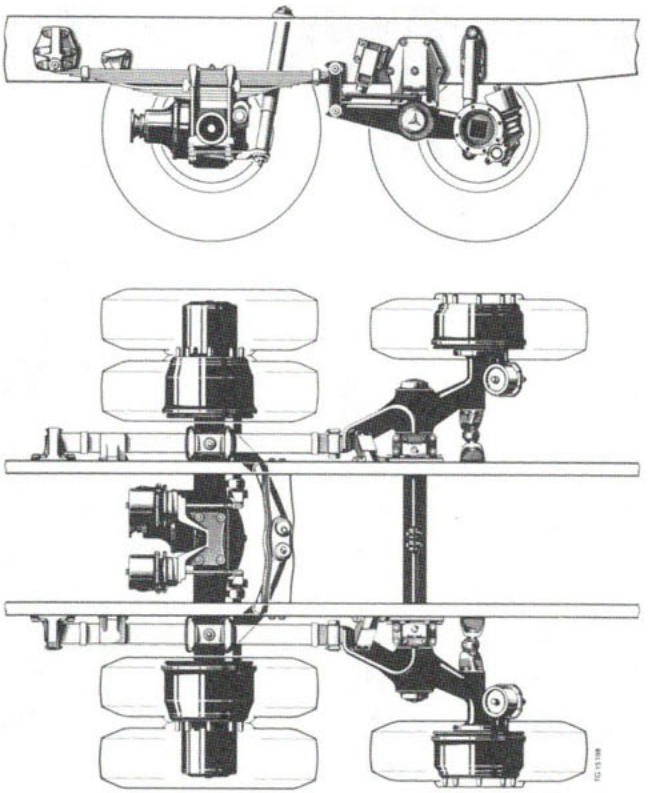


Bild 80. Ausführung einer Nachlaufachse (Schleppachse) bei Mercedes-Benz Lastkraftwagen

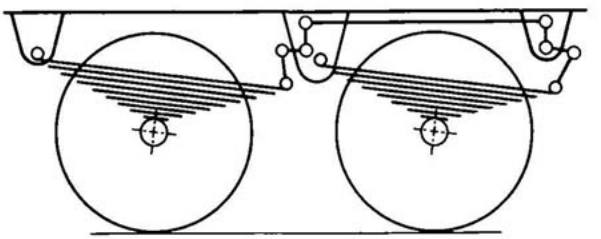


Bild 81. Schema einer Ausgleichsachse

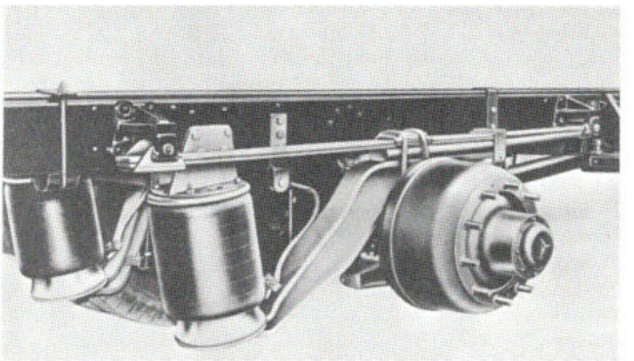


Bild 82. Umgerüstete Hinterachse eines Mercedes-Benz Lastkraftwagens auf SAF-Triebachs-Luftfederung (Firma Sauer)

Literatur

[1] Ashley, C., Equal Annoyance Contours for the Effect of Sinusoidal Vibration on Man. Human Response to Vibration, meeting of the U. K. Working Group on Body Vibration. Lougborough Inst. of Technology, 15–16 (1970).

[2] Banholzer, D., Negativer Lenkrollhalbmesser und Diagonal-Bremskreisaufteilung am Personenkraftwagen. ATZ 74 (1972), S. 446–451.

[3] Bastow, D., Suspension and Steering. Automobile Engineer. (May 1969), S. 217ff. u. (May 1970), S. 215ff.

[4] Beck, J., Hertel, K., Schneeweiß, M., Die Koppellenkerachse für frontgetriebene Personenwagen – eine Entwicklung von Audi NSU. ATZ 76 (1974), S. 316–321.

[5] Behles, F., Möglichkeiten und Grenzen der Verbesserung der Federweichheit von Kraftfahrzeugen. ATZ 65 (1963), S. 320–323.

[6] Behles, F., Lastfederung und Dämpfungsmodul. ATZ 68 (1966), S. 247–249.

[7] Behles, F., Federung und Dämpfung unter den Gesichtspunkten der Fahrsicherheit und des Komforts. ATZ 72 (1970), S. 179–183.

[8] Bittel, K., Beeinflussung der Federkennlinie durch Niveauregelung. ATZ 68 (1966), S. 44–47.

[9] Boulton, F. W., Leyland T 6 – a new concept tandem bogie suspension. The Journal of Automotive Engineering 4. (1974), S. 21–25.

[10] Braess, H. H., Beitrag zur Fahrtrichtungshaltung der Kraftwagen bei Geradeausfahrt. ATZ 67 (1965), S. 218–221.

[11] Braess, H. H., Ruf, G., Ideeller negativer Lenkrollhalbmesser. ATZ 77 (1975), S. 203–207.

[12] Braun, H., Untersuchungen über Fahrbahnunebenheiten. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik Heft 186 (1966).

[13] Braun, H., Untersuchungen von Fahrbahnunebenheiten und Anwendungen der Ergebnisse. Diss. TU Braunschweig 1969.
[14] Bruns, H., Richter, B., Untersuchung des Einflusses regelloser, mechanischer Schwingungen auf den Menschen im Hinblick auf den Fahrkomfort in Straßenfahrzeugen. Automobil-Industrie 2 (1969), S. 63–70.
[15] Mc Cullough, M. L., Clarke, M. J., Human Response to Whole-Body Vibration: An Evaluation of Current Trends. Human Factors 16 (1) (1974), S. 78–86.
[16] Federspiel-Labrosse, J. M., Beitrag zum Studium und zur Vervollkommnung der Aufhängung der Fahrzeuge. ATZ 57 (1955), S. 63.
[17] Fiala, E., Chenchanna, M. E., Untersuchungen an dem linearisierten Schwingungsmodell eines Straßenfahrzeuges. ATZ 69 (1967), S. 112–116, S. 230–235.
[18] Fiala, E., Richter, B., Zur Optimierung von Fahrzeugfederungen. ATZ 72 (1970), S. 1–3.
[19] Fischer, F., Mechanische Beanspruchung von Mc Pherson-Federbeinen. ATZ 69 (1967), S. 295–299.
[20] Fischer, F., Die Anwendung der teiltragenden hydropneumatischen Einkammerfeder im Kraftfahrzeug. ATZ 75 (1973), S. 19–22.
[21] Hampp, W., Wälzlager in Kraftfahrzeugen, Teil 1. Automobil-Industrie 2 (1974), S. 51–61.
[22] Hartley, J., Suspension Design. Automotiv Design Engineering 5 (1973), S. 23ff.
[23] Hoffmann, H. J., Hydropneumatische Federbeine mit selbsttätiger Niveauregulierung. ATZ 68 (1966), S. 213–217.
[24] Klanner, R., Entwicklungstendenzen im deutschen Schwerlastwagenbau. ATZ 76 (1974), S. 137–142.
[25] Kraus, L., Behles, F., Piech, F., Audi 50 – ein sparsamer Kompaktwagen mit Komfort. ATZ 76 (1974), S. 309–316.
[26] Löper, B., Nicht-zylindrische Schraubenfedern im Automobilbau und deren Berechnung. ATZ 76 (1974), S. 385–390.
[27] Lückel, J., Die aktive Dämpfung von Vertikalschwingungen bei Kraftfahrzeugen. ATZ 76 (1974), S. 160–164.
[28] Meller, Th., Theoretische Betrachtungen über selbstpumpende hydropneumatische Federelemente. ATZ 70 (1968), S. 248–253, S. 330–333 und Diss. TH München 1970.
[29] Mitschke, M., Beitrag zur Untersuchung der Fahrzeugschwingungen. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik 157 (1962).
[30] Mitschke, M., Kirschke, L., Untersuchungen über das Schwingverhalten, das Schwingempfinden und die Schwingungsbeanspruchung des Menschen im fahrenden Personenkraftwagen. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik 202 (1970).
[31] Mitschke, M., Dynamik der Kraftfahrzeuge. Berlin-Heidelberg-New York 1972.
[32] Mühe, P., Zur Anpassung der hydraulischen Dämpfung an nichtlineare Federungssysteme im Fahrzeug. ATZ 73 (1971), S. 42–49.
[33] Müller, A. H., Strifler, P., Einige Auslegungsgesichtspunkte für Federungssysteme von Lastkraftwagen. Automobil-Industrie 3 (1965), S. 103–113.

[34] Müller, A. J., Rösch, R., Diagonal-Pendelachse mit Anfahrnickausgleich. Automobil-Revue Bern 12 (1973), S. 19.
[35] Naumann, F., Beitrag zum Regelverhalten hydropneumatischer Federungsanlagen. Diss. Univers. Stuttgart 1971.
[36] Reimpell, J., Schmeling, B., Über Beanspruchungen bei Vorderachs-Federbeinen. ATZ 70 (1968), S. 414–417.
[37] Reimpell, J., Fahrwerktechnik 2, Würzburg 1973.
[38] Rösch, R., Einfluß verschiedener Achsparameter auf den Fahrkomfort und das Fahrverhalten eines Fahrzeuges. Vortrag TU Aachen Juni 1975 (Daimler-Benz AG).
[39] Schwarz, K., Verfahren zur Bestimmung der reduzierten Achsmassen von Kraftfahrzeugen. Automobil-Industrie 3 (1973), S. 95–104.
[40] Shoenberger, R. W., Harris, C. S., Psychophysical Assessment of Whole-Body Vibrations. Human Factors 13 (1971), S. 41–50.
[41] Simić, D., Beitrag zur Optimierung der Schwingungseigenschaften des Fahrzeuges – Physiologische Grundlagen des Schwingungskomforts. Diss. TU Berlin 1970.
[42] Tuczek, F., Berechnung des Dämpfungsbedarfes und der Dämpferkennlinie für weiche Kraftfahrzeugfederung, ATZ 70 (1968), S. 243–248.
[43] Tuczek, F., Möglichkeiten der Niveauregelung einer Personenwagenachse mit hydropneumatischer Federung. ATZ 73 (1971), S. 49–55.
[44] Ulbricht, J., Progressive Schraubendruckfeder mit veränderlichem Drahtdurchmesser für den Fahrzeugbau. ATZ 71 (1969), S. 198–201.
[45] Zomotor, A., Untersuchung über den Einfluß der Vorderachskinematik auf die Lenkungsunruhe. Diss. Univers. Stuttgart 1970.
[46] – Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. VDI-Richtlinie 2057, (1963).
[47] – Vorderachsaufhängung für Kraftfahrzeuge. Deutsche Offenlegungsschrift 2 305 449 (1974).
[48] – SKF-Kugellager-Zeitschriften. WTS 681003 (1975). Moderne Radlagerungen in Kraftfahrzeugen und Sondernummer, Jg. 47, 4 (1972).

2.14 Lenkung

Adam Zomotor

1 Allgemeines
11 Abgrenzung
12 Definition und Anforderungen
13 Kenngrößen der Lenkung
2 Lenkdynamische Grundlagen
21 Einflüsse auf das Lenkmoment
211 Spreizung
212 Nachlauf
213 Lenkrollhalbmesser
214 Vorspur
215 Sturz
22 Auslegung der Lenkgeometrie nach fahrdynamischen Gesichtspunkten
23 Lenkverhalten
3 Ausführungen
31 Mechanische Lenkgetriebe
32 Servolenkungen und Lenkhilfen
33 Hydrostatische Lenkungen
34 Lenkpumpen und Ölbehälter
35 Lenkspindel, Lenksäule und Lenkrad

1 Allgemeines

11 Abgrenzung

In diesem Abschnitt werden die Kenngrößen und die dynamischen Grundlagen der Kraftfahrzeuglenkung sowie konstruktive Ausführungen von Lenksystemen und Einzelteilen behandelt.

12 Definition und Anforderungen

Die Lenkung ist eine Einrichtung, die das Führen eines Kraftfahrzeuges in die gewünschte Richtung durch Einschlagen der gelenkten Räder in einer bestimmten, gegenseitigen Zuordnung ermöglicht. Der Begriff beinhaltet das System von Einzelteilen, welches das Lenkrad mit den drehbaren Achsschenkeln verbindet.

Hierzu gehören folgende Einheiten:

Lenkrad, Lenkspindel, Mantelrohr, Kreuzgelenke (evtl. Winkeltriebe), Lenkgetriebe mit oder ohne Hilfskraftunterstützung, Lenkstockhebel, Lenkgestänge (Lenkstange und Spurstangen) mit Zwischen- Lenk- oder Lenkspurhebeln, Lenkungsstoßdämpfer, Kugelgelenke im Gestänge, Achsschenkel und Achsschenkellagerung sowie die Hydraulikaggregate bei Servolenkungen.

An die Lenkung müssen hohe Anforderungen gestellt werden, da sie den ständigen Kontakt zwischen Fahrer und Fahrzeug bildet und damit für die Fahrsicherheit von großer Bedeutung ist. Eine gute, d. h. sichere Kraftfahrzeuglenkung zeichnet sich durch folgende Merkmale aus:

Leichte Bedienbarkeit, guter Wirkungsgrad, geringe Lenkkräfte bei ausreichender Dämpfung gegen Fahrbahnstöße und Schwingun-

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

gen, guter Rücklauf, Stabilität im ganzen Einschlagbereich, präzises Lenkgefühl, Fahrsicherheit durch guten Straßenkontakt sowie Sicherheit gegen Verletzungen bei Aufprallunfällen.

13 Kenngrößen der Lenkung

Die grundlegenden Kenngrößen einer Fahrzeuglenkung sind die *Übersetzung*, die *Lenkelastizität* und der *Wirkungsgrad*. Sie werden üblicherweise für das gesamte Lenksystem ermittelt, es kann jedoch von Vorteil sein, diese Größen auch für die beiden Teilsysteme Lenkgetriebe und Gestänge mit Achsschenkeln getrennt anzugeben.

Die Gesamtübersetzung ist das Verhältnis Lenkradeinschlag zu Radeinschlagwinkel. Sie setzt sich aus Lenkgetriebe- und Lenkgestängeübersetzung zusammen.

$$i_{Ges.} = i_{Getr.} \cdot i_{Gest.}$$

Die Lenkgetriebeübersetzung ist durch die Bauart des Getriebes bestimmt. Sie ist heute meistens konstant über dem Einschlag (z. B. Zahnstangenlenkung, Kugelumlauflenkung mit Zahnsegment, Gemmer-Lenkung), aber sie kann auch veränderlich sein, wobei mit größerem Einschlagwinkel die Übersetzung direkter (kleiner) wird, d. h. daß für einen bestimmten Radeinschlagzuwachs am Lenkrad immer weniger gedreht werden muß (z. B. Fingerlenkung oder Spindellenkung). Es gibt auch Lenkgetriebekonstruktionen, bei denen die Übersetzung bewußt stark variiert wird (z. B. die Bendix-Varamatic Globoidschnecken-Servolenkung). Bei diesen Lenkgetrieben ist im Bereich der Mittelstellung eine größere Übersetzung wirksam, die über den Einschlag steil auf etwa die Hälfte abfällt. Damit wird die Lenkung an die

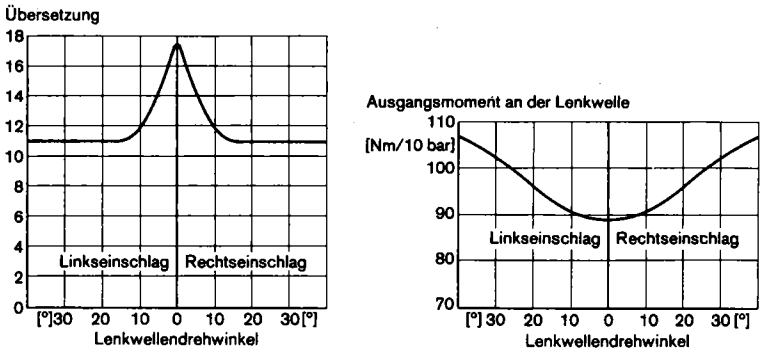


Bild 1. Variable Übersetzung und Ausgangsmoment der Bendix-Bishop-Torque-Control Lenkgetriebe

Häufigkeit der gefahrenen Geschwindigkeitsbereiche bzw. der zugeordneten Radeinschlagwinkel angepaßt. Die Indirektheit bei kleinen Einschlägen soll ein entspanntes Fahren bei höheren Geschwindigkeiten auf Autobahnen ermöglichen, die direkte Übersetzung bei grösseren Einschlägen dagegen reduziert die Lenkradumdrehungen im Parkierbereich. Wegen des mit dem Einschlag stark ansteigenden Kraftbedarfs ist bei solchen Lenkungen meistens eine Servounterstützung erforderlich. Bild 1 (oben) zeigt die Kennlinie einer Lenkung mit variabler Übersetzung (Bendix-Bishop-Torque-Control). Um den hydraulischen Wirkungsgrad zu verbessern, wurde bei diesem Lenkgetriebe versucht, die Charakteristik des Ausgangsmomentes an das mit dem Radeinschlag steigende Rückstellmoment der Räder anzupassen. Das Ansteigen des Ausgangsmomentes bei konstantem Öldruck (Bild 1 untere Kurve) wird durch die Übertragung der Servokraft an veränderlichen Radien auf das Zahnsegment der Lenkwelle erreicht. Lenkgetriebe mit umgekehrter Übersetzungscharakteristik, d. h. direkt bei kleinen und indirekt bei großen Einschlägen, wurden bereits auch verwirklicht.

Die Charakteristik der Lenkgestängeübersetzung hängt von der angestrebten Lenkfunktion ab. Das Gestänge ist meistens so konstruiert, daß die Räder bis zu einem bestimmten Wert nahezu parallel einschlagen. Bei größeren Einschlagwinkeln soll jedoch das kurveninnere Rad voreilen. Der Verlauf der Gestängeübersetzung zum Innen- und Außenrad ist demnach unterschiedlich.

Bei der Betrachtung der Gesamtübersetzung muß zwischen integraler und differentieller Übersetzung unterschieden werden (Bild 2). Die integrale Übersetzung wird über einen bestimmten Lenkeinschlag

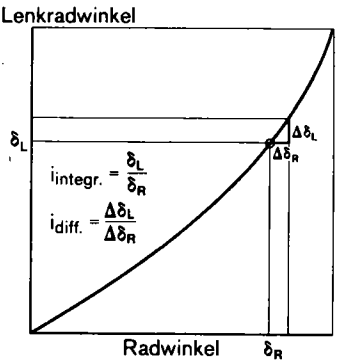


Bild 2. Definition der integralen und differentiellen Übersetzung einer Lenkung

gemittelt und sie ist maßgebend für die Größe der erforderlichen Lenkwege am Lenkrad für einen bestimmten Vorderradeinschlag.

$$\delta_{\text{Lenkrad}} = \delta_{\text{Rad}} \cdot i_{\text{Ges.integr.}}$$

Die differentielle Übersetzung ist die erste Ableitung der Funktion Lenkradwinkel über Vorderradwinkel

$$i_{\text{Ges.diff.}} = \frac{d\delta_{\text{Lenkrad}}}{d\delta_{\text{Rad}}}.$$

Mit der differentiellen Übersetzung können die am Lenkrad erforderlichen Momente bei bekannten Rückstellmomenten an den Vorderrädern unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades η errechnet werden

$$M_{\text{Lenkrad}} = \frac{M_{\text{Rad}}}{i_{\text{Ges.diff.}}\eta}.$$

Eine weitere charakteristische Größe mit der auch die Lenkübersetzung zusammenhängt, ist die *Lenkelastizität*. Durch die Elastizitäten der Verbindungsteile vom Lenkrad zum Vorderrad treten unter

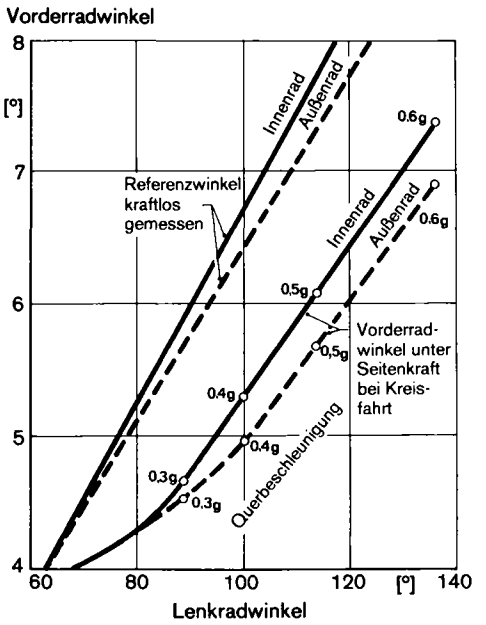


Bild 3. Einfluß der Lenkelastizität auf die Größe der Vorderradeinschlagwinkel bei Kreisfahrt

Wirkung der an den Rädern angreifenden Kräfte bei festgehaltenem Lenkrad zusätzliche Einschlagwinkel auf. Dieser elastische Einschlagwinkel, der mit dem Rückstellmoment zunimmt, ist die Lenkelastizität. Sie beeinflußt das Lenkverhalten des Fahrzeuges [2]. Bei Kurvenfahrt führt die Lenkelastizität zu einem verstärkten Untersteuern. Bild 3, [22] zeigt die bei Kreisfahrt gemessenen elastischen Radeinschlagwinkel an einem PKW.

Bei heutigen Personenwagen liegt die Lenkelastizität durchschnittlich bei 5000 – 10000 Nm/rad, wenn bei blockiertem Lenkrad der elastische Winkel unter Moment am Vorderrad gemessen wird. Die Lenkelastizität kann zur Beurteilung der Lenkpräzision auch als elastischer Winkel am Lenkrad bei blockierten Vorderrädern gemessen werden. Im Bild 4 sind Lenkelastizitätsmessungen an einem PKW bei Momenteinleitung vom Lenkrad bzw. vom Vorderrad her dargestellt.

Bei der elastischen Lenkung, wie sie in der Praxis immer vorhanden ist, muß der Begriff der *wirksamen Übersetzung* eingeführt werden. Die Lenkübersetzung wird durch die Elastizität der Lenkung im Bereich der Mittelstellung stark vergrößert (Bild 5). Die wirksame Übersetzung hängt von der Größe des Rückstellmomentes und damit auch von der Fahrgeschwindigkeit ab. Die bei dem jeweiligen Lenkradeinschlag mit der konstruktiv festgelegten Übersetzung errechneten Vorderradwinkel nennt man Referenzwinkel. Diese Referenzwinkel

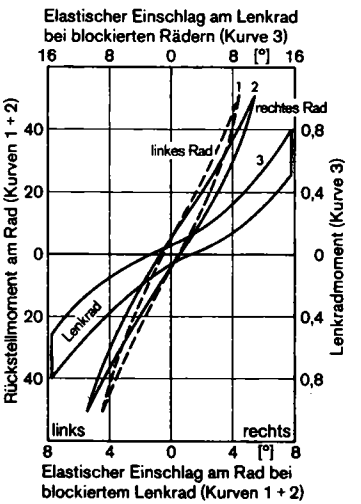


Bild 4. Lenkelastizitätskurven einer PKW-Lenkung, an den Vorderrädern und am Lenkrad gemessen

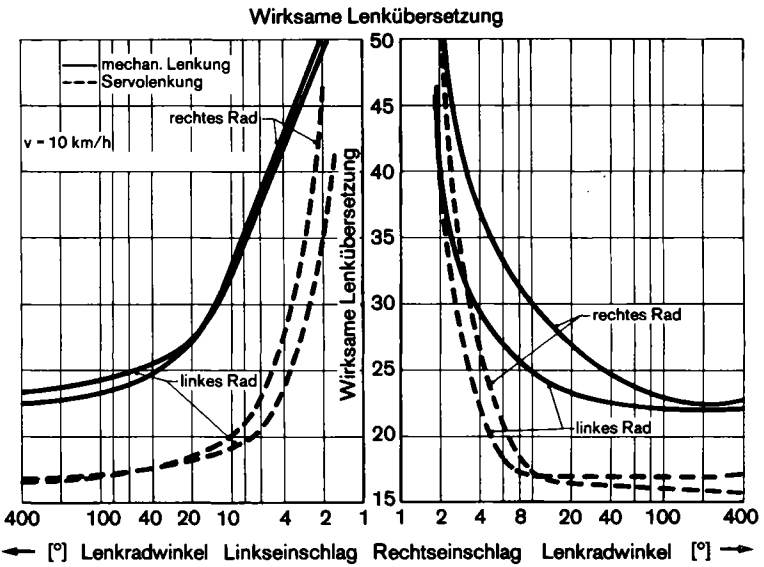


Bild 5. Wirksame Lenkübersetzung einer PKW-Lenkung im Fahrbetrieb

erhält man auch durch Messung der Vorderradeinschläge ohne Kraftwirkung, d. h. zum Beispiel bei aufgebockten Rädern (Bild 3).

Der *Wirkungsgrad* der Lenkung wird vorwiegend durch die Reibung im Lenkgetriebe und im Lenkgestänge bestimmt. Eine weitere Einflußgröße ist die Steigung der Lenkschnecke oder bei Zahnstangen der Schrägungswinkel der Verzahnung. Der Wirkungsgrad ist als das Verhältnis des Momentes an der Antriebswelle zum Moment (mal oder durch i) an der Antriebswelle definiert. Er ist meistens richtungsverschieden, d. h. das Moment vom Lenkrad zum Rad wird mit einem anderen Wirkungsgrad umgesetzt als umgekehrt. Bei Fahrzeuglenkungen soll der Wirkungsgrad von oben nach unten (vom Lenkrad zum Rad) größer sein als der Wirkungsgrad von unten nach oben [5]

$$\eta^{\downarrow} > \eta^{\uparrow}.$$

Bezeichnet man das Rückstellmoment der Räder mit M_R und das Lenkradmoment mit M_L, dann ist der Gesamtwirkungsgrad von oben nach unten

$$\eta_{Ges}{}^{\downarrow} = \frac{M_R}{i_{Ges}\, M_L},$$

bzw. von unten nach oben

$$\eta_{Ges}{}^{\uparrow} = \frac{i_{Ges.}\, M_L^*}{M_R^*}.$$

η_{Ges} setzt sich aus dem Lenkgetriebe- und Lenkgestängewirkungsgrad zusammen.

$$\eta_{Ges} = \eta_L \cdot \eta_G.$$

Zur Bestimmung der Gesamtwirkungsgrade $\eta_{Ges}{}^{\downarrow}$ und $\eta_{Ges}{}^{\uparrow}$ wird ein konstantes Moment M_L bzw. M_R^* z. B. durch Belastung mit Gewichten an einem Prüfstand aufgebracht, und bei langsamem Drehen werden am anderen Ende des Systems die Momente M_R bzw. M_L^* gemessen. In die Rechnung wird die differentielle Übersetzung eingesetzt. Die Messung muß bei verschiedenen Belastungen durchgeführt werden. Der Wirkungsgrad kann neben der Belastung und Lenkgeschwindigkeit auch vom Einschlagwinkel abhängen, da die Reibverhältnisse in den Einzelteilen nicht an jeder Stelle konstant sein müssen.

Der Wirkungsgrad des Lenkgetriebes η_L wird im ausgebauten Zustand an einem Prüfstand ermittelt. Je nachdem ob man $\eta^{\downarrow}$ oder $\eta^{\uparrow}$ bestimmen will, wird an der Lenkwelle oder an der Lenkspindel ein konstantes Moment durch Anhängen von Gewichten mit Hilfe einer Scheibe aufgebracht. Am anderen Ausgang des Lenkgetriebes wird bei langsamem Drehen das Moment der „Antriebswelle" gemessen. Neben den Reibverlusten hat hier der Steigungswinkel der Lenkschnecke oder Schrägverzahnung einen Einfluß. Der Wirkungsgrad der Verzahnung ist

$$\eta^{\downarrow} = \frac{\tan \alpha}{\tan (\alpha + \rho)},$$

mit α als Steigungswinkel der Schnecke und ρ als Winkel des Reibungskegels. In umgekehrter Richtung ist

$$\eta^{\uparrow} = \frac{\tan (\alpha - \rho)}{\tan \alpha}.$$

Selbsthemmung tritt bei $\alpha = \rho$ auf. Je kleiner $\eta^{\uparrow}$ ist, umso geringer ist auch die Stoßanfälligkeit der Lenkung, zwangsläufig werden aber auch die Rückstellkräfte und damit das Gefühl für den Fahrbahnkontakt verringert. Der Wirkungsgrad heutiger Lenkgetriebe liegt von oben nach unten je nach Bauart bei 0,7 – 0,9 und umgekehrt um etwa 0,5 – 0,7. Bei dynamischen Vorgängen (Stoß) können sich andere Werte ergeben.

2 Lenkdynamische Grundlagen

Die Lenkeigenschaften eines Automobils sind für seine Fahrsicherheit von entscheidender Bedeutung. Eine optimale Abstimmung des Lenksystems auf die anderen Teilsysteme des Fahrzeuges ist aus diesem Grunde sehr wichtig. Bereits bei der Auslegung der Achse müssen auch die lenktechnischen Gesichtspunkte berücksichtigt werden. Die Erfahrung zeigt, daß der Fahrer das Fahrzeug dann sicher in der Hand hat, wenn ihm über die Lenkung ein Gefühl für die Straße vermittelt wird. Dazu ist es erforderlich, daß an den Rädern Rückstellmomente entstehen, die das Lenksystem in der Mittelstellung stabilisieren. Eine weitere Aufgabe ist, diese Momente mit den Reibverlusten der ganzen Lenkanlage in Einklang zu bringen. Man wird hier zu einem Kompromiß bereit sein müssen, da einerseits das Rückstellmoment der eingeschlagenen Räder am Lenkrad noch deutlich spürbar sein muß, andererseits aber die Fahrbahnstöße durch den Lenkmechanismus gedämpft werden sollen.

21 Einflüsse auf das Lenkmoment

Die Größe und die Charakteristik der Rückstellmomente hängen neben den Reifeneigenschaften wesentlich von der Achseinstellung ab [21]. Die wichtigsten Einflüsse sind folgende:

211 Spreizung

Durch die Spreizung wird beim Lenken das Vorderteil des Fahrzeuges angehoben. Mit der Speicherung von potentieller Energie wird ein geschwindigkeitsunabhängiges Rückstellmoment erzeugt.

212 Nachlauf

Durch den Nachlaufwinkel entsteht ein Hebelarm für die Seitenkräfte, wodurch ein geschwindigkeitsabhängiges Rückstellmoment wirksam wird. Bei den heutigen Achsen verwendet man oft einen großen Nachlaufwinkel mit einem Nachlaufversatz, d. h. mit einer Verschiebung des Radmittelpunktes zur Schwenkachse in Seitenansicht (Bild 6). Durch entsprechende Auslegung der Nachlaufstrecke am Boden kann damit eine beliebige Dosierung des Nachlaufmomentes auch bei einem großen Nachlaufwinkel erreicht werden. Der große Nachlaufwinkel hat den Vorteil, daß sich der Sturz bei Kurvenfahrt am Außenrand durch den Radeinschlag in negative Richtung ändert (Radebene oben zur Wagenmitte geneigt), wodurch die Seitenführung verbessert wird.

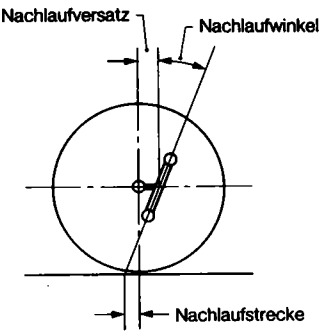


Bild 6. Ausführung eines Nachlaufversatzes kombiniert mit einem Nachlaufwinkel. Der Nachlaufversatz ist positiv, wenn der Radmittelpunkt hinter der Schwenkachse liegt (im Bild negativ)

213 Lenkrollhalbmesser

Der Einfluß des Lenkrollhalbmessers auf das Rückstellmoment ist mit den anderen Parametern (Spreizung, Nachlauf) gekoppelt. Die früher verbreitete Ansicht, daß bei größerem Lenkrollhalbmesser das Rad beim Lenken besser abrollt und dadurch das Schwenkmoment kleiner gehalten werden kann, ist nicht eindeutig erwiesen – Messungen zeigen oft das Gegenteil – aber bei der Auslegung von modernen Achsen auch nicht von Bedeutung. Hierbei spielen vielmehr Stabilitätsüberlegungen (z. B. Richtungshaltung bei einseitiger Bremskraft) eine Rolle. Aus diesem Grunde findet man heute bei neueren Fahrzeugen zunehmend den Lenkrollhalbmesser Null oder negativ. Die Stößigkeit der Lenkung wird damit meist auch reduziert, da durch die Verlegung der Schwenkachse nach außen auch der Störkrafthebelarm in Radmitte kleiner wird.

214 Vorspur

Durch Vorspur oder Nachspur werden Seitenkräfte erzeugt, die das Rad in die Geradeausrichtung zu drehen versuchen und dadurch das Lenkgestänge vorspannen.

Für die Lenkstabilität bei Geradeausfahrt ist bei nichtangetriebenen Vorderrädern eine Vorspur günstig, da das Moment aus der Vorspurseitenkraft um die Schwenkachse in die gleiche Richtung wirkt wie das Moment aus dem Rollwiderstand, wodurch eine eindeutige Vorspannung der Reifenaufstandsfläche gegenüber der Felge vorhanden ist. Hierdurch läßt sich auch ein schnelleres Ansprechen des Fahrzeuges auf Lenkeinschläge erreichen. Aufgrund der gleichen Überlegung kann bei Vorderradantrieb eine Nachspur vorteilhaft sein.

215 Sturz

Durch den Sturz entsteht am Rad eine Seitenkraft, die den Sturz verkleinern will. Sie wirkt am Hebelarm des Nachlaufes und unterstützt damit bei negativem Sturz das Vorspurmoment. Durch die unsymmetrische Abdrückung des Reifens auf der Fahrbahn beim Rollen unter Sturz entsteht zusätzlich auch ein Sturzmoment um die Reifenhochachse, das das Rad in Richtung des Sturzes drehen will. Auf das Lenkmoment hat der Sturz wenig Einfluß. Wichtig ist jedoch die Erhöhung der Seitenführung bei negativem Sturz am Außenrad. Aus diesem Grunde wird bei modernen Achsen ein positiver Sturz auch bei Geradeausfahrt vermieden. Üblich ist 0° oder einen kleinen negativen Sturz zu wählen.

22 Auslegung der Lenkgeometrie nach fahrdynamischen Gesichtspunkten

Ackermann-Lenkung: Die einfachste Art, einen zweiachsigen Wagen zu lenken, würde darin bestehen, die Vorderachse in die gewünschte Fahrtrichtung zu drehen. Die Nachteile einer solchen Drehschemellenkung wurden jedoch sehr früh, schon bei pferdegezogenen Wagen, erkannt. Der Münchner Wagenbauer Lankensperger ließ bereits 1817 durch seinen Londoner Vertreter Ackermann ein Patent auf eine Achsschenkellenkung anmelden. Um ein einwandfreies Rollen aller vier Räder um einen Punkt zu gewährleisten, wurde vorgeschlagen, die Vorderräder bei Kurvenfahrt so einzustellen, daß sich die Verlängerungen der Radachsen auf der Verlängerung der Hinterachse schnei-

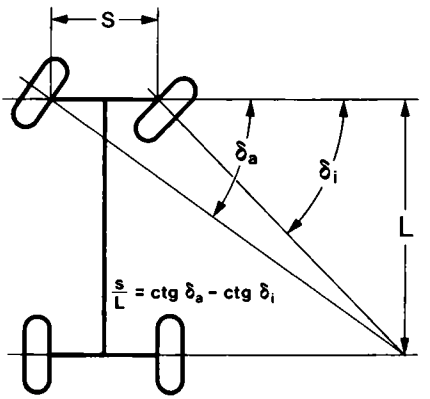


Bild 7. Theoretisch richtige Einschlagwinkel für reines Abrollen der Räder um den Kurvenmittelpunkt (Ackermann-Bedingung)

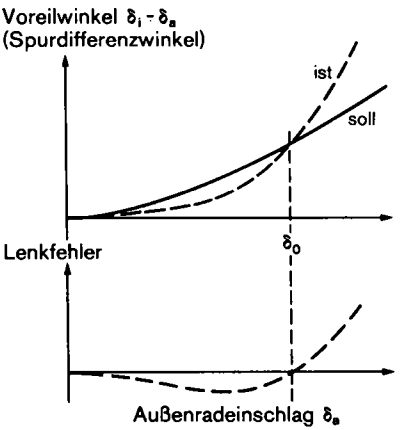


Bild 8. Voreilwinkel des Innenrades gegenüber dem Außenrand (Sollkurve = Ackermann-Bedingung) und Lenkfehler als Differenz von Ist- und Sollwert (untere Kurve)

den. Eine solche Achsschenkellenkung nennt man heute noch Ackermann-Lenkung und die theoretisch richtigen Einschlagwinkel der beiden Vorderräder Ackermann-Winkel (Bild 7). Dabei müssen die beiden Vorderräder um verschiedene Winkel geschwenkt werden, das kurveninnere Rad eilt dem kurvenäußeren Rad vor. Annähernd läßt sich diese Bedingung mit einem einfachen Lenkgestänge, dem sog. Lenktrapez verwirklichen. Zur Darstellung der Winkelunterschiede sind üblicherweise die Voreilwinkel des kurveninneren Rades gegenüber dem Außenrad (auch Spurdifferenzwinkel genannt) über den Aussenrad- oder Innenradeinschlagwinkel aufgetragen.

Bild 8 zeigt den für ein Lenktrapez typischen Verlauf des Voreilwinkels (Istkurve) und die Sollkurve, die aus der Sollfunktion (Ackermann-Winkel) errechnet wurde. Der Unterschied zwischen Ist- und Sollkurve ist der Lenkfehler, der im *Bild 8* unten eingezeichnet ist. Man sieht, daß mit der einfachen Lenktrapezkinematik die Sollfunktion lediglich in einem Punkt erfüllt werden kann. Das einfache Lenktrapez ist nur für Starrachsen verwendbar. Bei unabhängig gefederten Rädern wird meist ein dreiteiliges Lenkgestänge verwendet, um unerwünschte Lenkausschläge beim Einfedern zu vermeiden.

Eine Auslegung der Lenkung nach rein geometrischen Gesichtspunkten – wie bei der Ackermann-Lenkung – ist beim dynamischen Kräften unterworfenen Fahrzeug hinsichtlich Kurvenstabilität und Reifenverschleiß nicht in jedem Fall optimal. Verschiedene Theorien sind für die Auslegung der Lenkgeometrie unter Berücksichtigung der elastischen Reifeneigenschaften bekannt, die zum Teil auch in der Pra-

xis Anwendung finden. Nach einem Vorschlag (Gough 1955) [9] sollen die Schräglaufwinkel an den Vorderrädern gleich sein, um möglichst kleine Schräglaufwinkel an allen vier Rädern und damit einen kleineren Reifenverschleiß zu erreichen.

In die gleiche Richtung geht nach einer anderen Theorie (Fiala 1959) [7] die *Auslegung auf maximale Querbeschleunigung*. Für bestmögliche Kurvenstabilität sollen nach diesem Vorschlag die Seitenkraftschlußbeiwerte der Vorderräder, d. h. übertragene Seitenkraft geteilt durch Radlast, gleich groß gemacht werden, um am kurveninneren und kurvenäußeren Reifen die Haftgrenze möglichst gleichzeitig zu erreichen. Demnach soll das Außenrad, an dem durch die Radlastverlagerung bei Kurvenfahrt auch die größere Vertikalkraft wirkt, eine größere Seitenführungskraft übertragen als das Innenrad. Aufgrund der Kurvengeometrie tritt jedoch gerade am Aussenrad der kleinere Schräglaufwinkel auf, der die übertragbare Seitenkraft nach der Reifenkennlinie begrenzt. Es bietet sich an, am Aussenrad den Schräglaufwinkel durch einen größeren Einschlag (z. B. mehr Vorspur) gegenüber dem Ackermann-Winkel zu vergrößern. Diese Auslegung erlaubt höhere Kurvengeschwindigkeiten, da die übertragbare Gesamtseitenkraft an der Vorderachse größer ist als bei einer Ackermann-Lenkung. Eine andere *Auslegung auf einen minimalen Reifenverschleiß* wird vorwiegend für Nutzfahrzeuge bei großen Einschlägen vorgeschlagen. Nach dieser Theorie (Hasselgruber 1964) [11] sollte der Reifenverschleiß, der von der durch Seitenschlupf verzehrten Reibleistungen der Reifen abhängt, durch Angleichung dieser Seitenreibleistungen am Innen- und Außenrad vermindert werden. Die Seitenreibleistung ist das Produkt aus Seitenführungskraft und Geschwindigkeitskomponente senkrecht zum Reifen. Da die Geschwindigkeit des Außenrades aufgrund des größeren Abstandes vom Kurvenmittelpunkt größer ist als die des Innenrades, bedeutet die Forderung nach gleichen Seitenreibleistungen einen kleineren Einschlagwinkel für das Außenrad gegenüber dem Ackermann-Winkel.

Grenzen der Auslegung: Aus diesen Überlegungen wird ersichtlich, daß bei der Auslegung der Lenkgeometrie ein Kompromiß gefunden werden soll. Bei kleineren Einschlagwinkeln, bei denen höhere Geschwindigkeiten gefahren werden, wäre die Auslegung auf gleiche Seitenkraftschlußbeiwerte günstig, da sie dem Fahrer einen größeren Sicherheitsabstand zur maximal möglichen Seitenkraft gibt und damit die Fahrsicherheit erhöht. Bei engen Kurven, in denen auch meistens schärfer gefahren wird, sollte wegen der Reifenschonung die letztere Auslegungsart auf gleiche Seitenreibleistungen gewählt werden.

Für beide Methoden existieren jedoch Grenzen, die die Möglichkeiten einengen. Bei der zuerst beschriebenen Auslegung der Lenkgeometrie tritt bei langsamer Kurvenfahrt am Innenrad zwangsweise

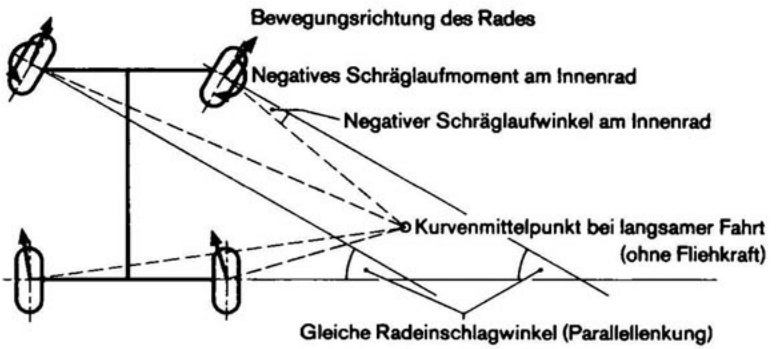


Bild 9. Kurvenmittelpunkt und Schräglaufwinkel bei langsamer Fahrt mit Paralleleinschalg der Vorderräder

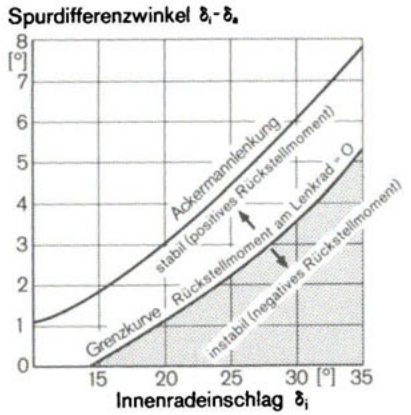


Bild 10. Stabilitätsgrenze einer PKW-Lenkung bei langsamer Fahrt. Die Grenzkurve wird im Fahrversuch ermittelt

ein verhältnismäßig großer negativer Schräglaufwinkel auf (Bild 9). Ab einer bestimmten Größe des Einschlagwinkels dreht das negative Rückstellmoment das Rad weiter in die Kurve hinein. Diese Tendenz wird auch durch das Sturzmoment bei großen positiven Sturzwinkeln, die am Innenrad meistens auftreten, unterstützt. Die Lenkung ist nicht mehr stabil. Mit zunehmender Querbeschleunigung wächst jedoch auch die zur Abstützung der Fliehkraft erforderliche, zum Kurvenmittelpunkt zeigende, positive Seitenkraft und das Rückstellmoment wechselt ab einer bestimmten Querbeschleunigung, in Abhängigkeit vom Radeinschlagwinkel das Vorzeichen. Der Paralleleinschlag der

Räder ist demnach nur bis zu einem, meistens im Versuch zu ermittelnden Einschlagwinkel zweckmäßig (bei PKW etwa 15−20°, Bild 10). Von hier ab sollte sich der Einschlagwinkel des Außenrades dem Ackermann-Winkel annähern. Bei heutigen Personenwagen wird in der Praxis vornehmlich diese Lenkungsauslegung angestrebt.

Die Möglichkeit zur Auslegung auf gleiche Seitenreibleistungen ist meistens dadurch begrenzt, daß einerseits der Kurvenradius bei zunehmender Geschwindigkeit stark anwächst, andererseits müßte das Innenrad bei gleichbleibendem Wendekreisradius sehr stark eingeschlagen werden. Dadurch besteht die Gefahr, daß Lenkhebel und Spurstange eine gestreckte Lage erreichen und die Lenkkräfte ungleichmäßig stark ansteigen.

Man muß nun versuchen, zwischen diesen Grenzen mit den Möglichkeiten der zur Verfügung stehenden Einbauraumverhältnisse, die in der Praxis die meisten Schwierigkeiten bereiten, und der gewählten Lenkgestängeanordnung die optimale Lösung herauszufinden. Der Versuch spielt dabei eine wichtige Rolle. Das theoretisch vorgegebene Lenkgesetz (Lenkelastizität nicht berücksichtigt) wird nämlich bei jedem Kurvenradius jeweils nur bei einer Querbeschleunigung erfüllt.

Da die Geschwindigkeit bei Kurvenfahrt einerseits durch die Möglichkeiten von Fahrzeug und Reifen begrenzt werden, andererseits aber von Fahrer zu Fahrer je nach Fahrbedingungen, wie Zustand und Übersichtlichkeit der Straße schwanken, sollte die Auslegung auf ein aus statistischen Messungen gewonnenes und mit Streuung behaftetes Fahrverhaltensdiagramm bezogen werden. Das Fahrverhaltensdiagramm zeigt die Häufigkeitsverteilung der gefahrenen Geschwindigkeiten bei verschiedenen Kurvenradien. Solche Untersuchungen zeigten, daß die durch Reifen- und Straßeneigenschaften gegebenen Grenzwerte der Querbeschleunigung vom Durchschnittsfahrer keineswegs bei allen Kurvenkrümmungen in Anspruch genommen werden. Im allgemeinen fährt man bei höheren Geschwindigkeiten und weiten Kurven weniger scharf als in engen Kurven mit niedrigeren Geschwindigkeiten.

23 Lenkverhalten

Unter Lenkverhalten versteht man das Verhalten des Systems Fahrer−Fahrzeug bei Einwirkung von Lenkungs- oder Störkräften. Die Antwort des Fahrzeuges auf eine Lenkwinkeleingabe oder auf eine seitliche Störkraft wird von dessen *Eigenlenkverhalten* bestimmt. Der Begriff Eigenlenkverhalten umfaßt, wie auch der Name bereits ausdrückt, die vom Fahrer nicht beeinflußbaren Lenkeigenschaften des Fahrzeuges. Die drei wichtigsten Freiheitsgrade sind hierbei das

Gieren (Drehen des Fahrzeuges um seine Hochachse), Seitenverschiebung (Schwimmwinkel) und Rollen um eine Längsachse (Seitenneigung). Man muß zwischen stationärem und instationärem Eigenlenkverhalten unterscheiden. Zur Charakterisierung werden die Begriffe neutrales Verhalten, Unter- und Übersteuern benützt. Eine eindeutige, theoretisch und praktisch sinnvolle Definition des Eingenlenkverhaltens anzugeben ist deshalb problematisch, weil der Zusammenhang zwischen dem subjektiven Empfinden des Fahrers, wobei die Abhängigkeit des Eigenlenkverhaltens von der Querbeschleunigung eine Rolle spielt, und den theoretisch ermittelbaren Grenzen der verschiedenen Steuerverhalten heute noch nicht vollständig geklärt ist. Aus diesem Grunde existieren verschiedene Definitionen, die das subjektive Empfinden mehr oder weniger berücksichtigen.

Nach der klassischen Definition werden die mittleren Schräglaufwinkel der Vorder- und Hinterachse verglichen. Neutrales Verhalten ergibt sich bei gleichen Schräglaufwinkeln vorne und hinten, Untersteuern bei größeren Schräglaufwinkeln vorne und Übersteuern bei größeren Schräglaufwinkeln hinten (Olley 1947) [18].

Eine andere, auch im instationären Fahrbereich gültige Definition bewertet die Veränderungen der Gierwinkelgeschwindigkeit bei Änderung der Querbeschleunigung oder bei Auftreten einer seitlichen Störkraft (Bergman) [1]. Das Fahrzeug ist demnach neutral, wenn eine Änderung der Querbeschleunigung oder eine Störkraft keine Veränderung der Gierwinkelgeschwindigkeit verursachen. Untersteuern liegt dann vor, wenn mit zunehmender Querbeschleunigung die Gierwinkelgeschwindigkeit abnimmt, und Übersteuern, wenn sie dabei zunimmt. Bei Kreisfahrt mit konstantem Radius bedeutet diese Definition, daß mit zunehmender Querbeschleunigung der Lenkwinkel beim untersteuernden Fahrzeug vergrößert und beim übersteuernden verkleinert werden muß, um den Kurvenradius gleich zu halten.

Eine meßtechnisch leicht erfaßbare Definition des Eigenlenkverhaltens ist mit Hilfe des Stabilitäts- oder K-Faktors möglich. Der K-Faktor beschreibt die Zunahme des Lenkwinkels über der Querbeschleunigung

$$K = \frac{1}{L} \frac{d\delta}{d\left(\frac{v^2}{R}\right)}.$$

Hierbei ist L der Radstand, δ der Vorderradeinschlagwinkel, v die Fahrgeschwindigkeit und R der Kurvenradius. Für neutrales Eigenlenkverhalten ergibt sich $K = 0$, für das untersteuernde Fahrzeug $K > 0$ und für das übersteuernde $K < 0$.

Um das Empfinden des Fahrers in der Definition zu berücksichtigen, kann der K-Faktor auch auf den Lenkradeinschlag oder auf das Lenkradmoment bezogen werden.

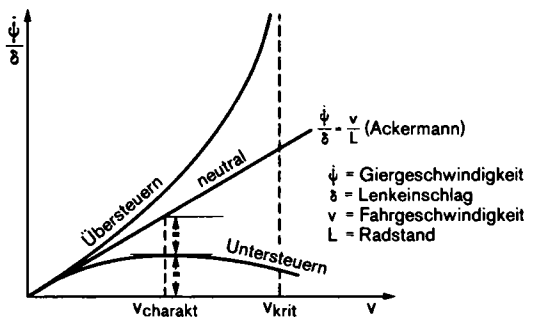


Bild 11. Verlauf der auf den Lenkeinschlag bezogenen Gierwinkelgeschwindigkeit (Gierreaktion) über der Fahrgeschwindigkeit bei unterschiedlichem Eigenlenkverhalten

Eine weitere Definition bewertet das Verhältnis der Schwimmwinkelzunahme zur Lenkradeinschlagzunahme (Engels 1967) [6]. Hier wird das Empfinden des Fahrers weitgehend berücksichtigt. Ein neutrales Verhalten empfindet der Fahrer, wenn er am Lenkrad bei steigender Querbeschleunigung im gleichen Verhältnis drehen muß, wie der Schwimmwinkel des Fahrzeuges zunimmt. Beim Untersteuern muß er dann schneller und beim Übersteuern langsamer drehen, als es der von ihm spürbaren Vergrößerung des Schwimmwinkels entspricht.

Für die Charakterisierung des Fahrverhaltens bei stationärer Kreisfahrt ist es üblich, die auf den Radeinschlagwinkel bezogene Gierwinkelgeschwindigkeit (auch Gierreaktion genannt) über der Fahrgeschwindigkeit aufzutragen (Bild 11) [4]. Die Ackermann-Bedingung ergibt in diesem Diagramm eine Gerade V/L. Diese Gerade entspricht der Charakteristik eines Fahrzeugs mit neutralem Eigenlenkverhalten. Bei übersteuerndem Eigenlenkverhalten kann eine kritische Fahrgeschwindigkeit bestimmt werden, bei der das Fahrzeug durch Lenkeinschläge nicht mehr kontrollierbar ist. Beim untersteuernden Fahrzeug wird die Geschwindigkeit, bei der der doppelte Ackermann-Winkel erforderlich ist, als charakteristische Geschwindigkeit definiert. Nach der linearen Theorie der Fahrdynamik (bis etwa 0,3g Querbeschleunigung) erreicht die Gierreaktion bei dieser Geschwindigkeit ihr Maximum.

Das Eigenlenkverhalten kann durch die Achskinematik und Achsaufhängung beeinflußt werden. *Rollsteuern* ist, wie auch die Bezeichnung zeigt, das Mitlenken der Achsen durch die Seitenneigung in der Kurve. *Seitenkraftsteuern* ist dagegen der durch die elastische Aufhängung mögliche Lenkeffekt der Achse, infolge der bei Kurvenfahrt auftretenden Seitenkraft. Mit diesen beiden Steuermög-

lichkeiten wird das durch die Lastverteilung bedingte Eigenlenkverhalten in die gewünschte Richtung korrigiert. Um z. B. ein Seitenkraftuntersteuern zu erreichen, werden die Steifigkeit und Anordnung der Gummilager der Hinterachsaufhängung so gewählt, daß der elastische Einschlagwinkel der Räder durch die Seitenkraft das Fahrzeug aus der Kurve hinauslenkt. Durch diesen Effekt wird ein präziseres Anlenken des gewünschten Kurvenradius ermöglicht. Man muß hierbei beachten, daß bereits ein sehr kleiner Radeinschlag von nur einigen Winkelminuten vom Fahrer verspürt wird.

Das instationäre Eigenlenkverhalten wird durch den dynamischen Schwingungsverlauf des Fahrzeugs nach Aufbringung einer Störkraft oder einer sprungartigen Lenkwinkeleingabe bestimmt. Es besteht ein bestimmter Zusammenhang zwischen Unter- und Übersteuern und *Richtungs-* sowie *Schwingungsstabilität*. Das Fahrzeug ist *richtungsstabil*, wenn es nach Einwirkung von Störkräften einen stationären Zustand innerhalb einer begrenzten Zeit wiederherstellt, und es ist *schwingungsstabil*, wenn es nach der Störung gedämpfte Schwingungen um die Hochachse ausführt und einen stationären Bewegungsverlauf nach einem endlichen Zeitabschnitt erreicht.

Das untersteuernde Fahrzeug ist im normalen Fahrbetrieb richtungsstabil, das übersteuernde jedoch nur unterhalb seiner kritischen Geschwindigkeit. Ein *untersteuerndes* Fahrzeug zeigt nach Einwirkung von Lenk- oder Störkräften einen dynamischen Schwingungsverlauf

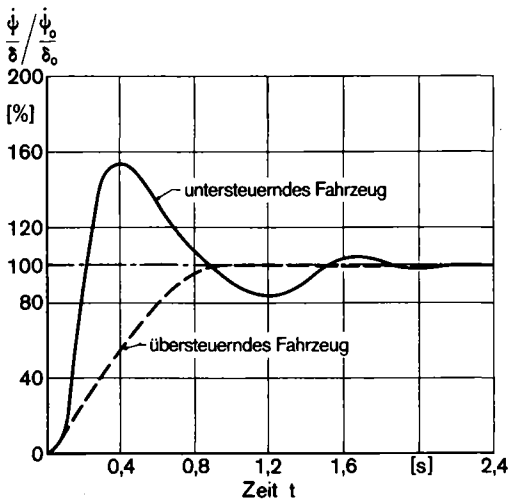


Bild 12. Übergangsverhalten von Fahrzeugen mit verschiedenem Eigenlenkverhalten aus der Geradeausfahrt in einen Kreis nach einer sprungartigen Lenkwinkeleingabe

um die Hochachse (Überschwingen), der beim schwingungsstabilen Verhalten in einen stationären Verlauf übergeht (Bild 12). Es kann jedoch auch ein schwingungsinstabiles Verhalten haben (z. B. bei starkem Rollsteuern an der Hinterachse). Das *übersteuernde Fahrzeug* zeigt einen schwingungsfreien dynamischen Verlauf um die Hochachse, der bei einem richtungsstabilen übersteuernden Fahrzeug in einen stationären Vorgang und bei einem richtungsinstabilen übersteuernden Fahrzeug in einen instationären Vorgang (progressive Zunahme der Gierwinkelgeschwindigkeit) übergeht.

Für die Beurteilung des Lenkverhaltens interessiert besonders, wie schnell das Fahrzeug auf einen Lenkeinschlag reagiert. Das Lenkgefühl und die Lenksicherheit hängen stark von der Zeit zwischen Lenkbeginn und Drehbewegung des Fahrzeuges um die Hochachse ab. Grundsätzlich soll ein Fahrzeug auf Lenkbewegungen nicht zu langsam aber auch nicht zu schnell (giftig) und ohne starkes Überschwingen des späteren Stationärwertes reagieren. Ein Maß für die Handlichkeit bei schnellen Kurven und Überholvorgängen stellt die Schwingungsdauer um die Hochachse nach einem Lenkimpuls mit freischwingender Lenkung dar (Bott ATZ 1964) [3]. Angenehm wird eine Schwingungsdauer zwischen 0,75 – 1 s empfunden.

Zur Kennzeichnung der Ansprechzeit wird im allgemeinen der Anstieg der Gierwinkelgeschwindigkeit nach einem sprunghaften Lenkeinschlag betrachtet. Sie wird als die Zeitspanne definiert, in der die Gierwinkelgeschwindigkeit nach dem Lenkwinkelsprung ein bestimmtes Prozent des späteren Stationärwertes erreicht (Bild 13). Der Prozentwert ist nicht verbindlich festgelegt. Nach der Literatur [14] wird die Ansprechzeit bei 50% oder 63,2% (response time) bzw. bei 90% oder 100% (rise time) entnommen. Heute ist es jedoch üblich, die Ansprechzeit unabhängig vom Prozentwert response time zu nen-

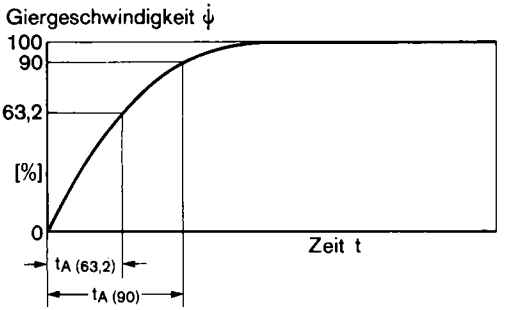


Bild 13. Verschiedene Definitionen der Lenkansprechzeit aus dem Anstieg der Gierwinkelgeschwindigkeit über der Zeit bei sprungartiger Lenkwinkeleingabe

nen. Ein untersteuerndes Fahrzeug erreicht den Stationärwert der Gierwinkelgeschwindigkeit schneller als ein übersteuerndes Fahrzeug.

Bei der subjektiven Beurteilung entsteht trotzdem oft der Eindruck, daß der übersteuernde Wagen auf eine Bahnkorrektur empfindlicher reagiert. Dieses Empfinden mag darin begründet sein, daß der übersteuernde Wagen für die gleiche Bahnkorrektur eine wesentlich kleinere Lenkwinkeländerung erfordert als der untersteuernde. Da diese Lenkwinkeländerung bei normalem Fahrbetrieb nicht sprunghaft erfolgt, geht die Zeit zur Einstellung des Lenkwinkels vermutlich mit in die subjektive Beurteilung ein. Außerdem wird der Fahrer das trägere Ansprechen des übersteuernden Wagens zunächst unbewußt durch einen größeren Lenkeinschlag als erforderlich zu kompensieren versuchen, den er wieder durch Gegenlenken auffangen muß, wodurch der Eindruck einer nervösen Reaktion des Fahrzeuges entstehen kann [16]. Diese Überlegungen zeigen die Problematik, eine theoretisch richtige und dem subjektiven Empfinden voll entsprechende Definition für das stationäre und instationäre Eigenlenkverhalten zu finden.

Zur Beurteilung des Lenkverhaltens wird in neuerer Zeit der Frequenzgang des Fahrzeuges herangezogen. Analog zur Regelungs-

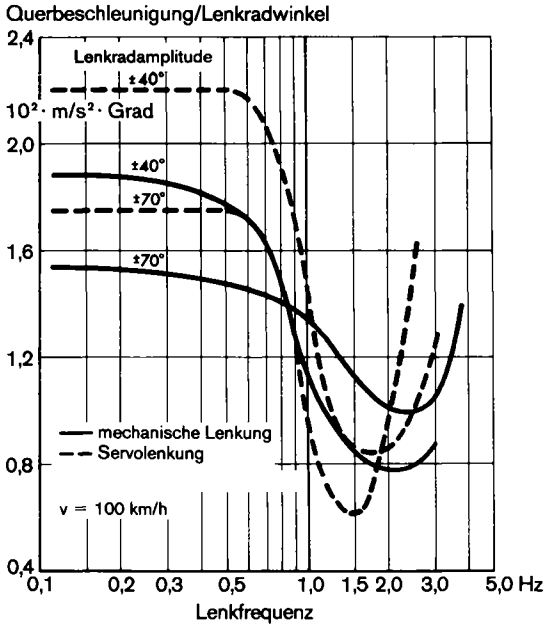


Bild 14. Frequenzgang eines Fahrzeuges in Form von Querbeschleunigung/Lenkradwinkel (gemessen bei sinusförmiger Erregung am Lenkrad)

technik kann ein Fahrzeug als ein System betrachtet werden, das auf bestimmte Eingangsgrößen abhängig von Übertragungsfunktionen mit bestimmten Ausgangsgrößen reagiert [20, 22]. Der Frequenzgang kann rechnerisch aus den Bewegungsgleichungen oder durch Messung am Fahrzeug ermittelt werden. Bild 14 zeigt den bei sinusförmiger Erregung am Lenkrad gemessenen Frequenzgang eines Personenwagens mit Servolenkung und mit mechanischer Lenkung. Aufgezeichnet wird über der Frequenz der Verstärkungsfaktor, d. h. das Verhältnis Fahrzeugantwort (Querbeschleunigung) zu Lenkwinkeleingabe für eine bestimmte Fahrgeschwindigkeit. Die auf den Lenkwinkel bezogenen Amplitudenkurven fallen von etwa 0,5 Hz bis zu etwa 1,5 Hz ab. Dieser Abfall hängt neben anderen Fahrzeugparametern (wie z. B. Trägheitsmoment) mit den instationären Schräglaufeigenschaften der Reifen zusammen. Da der Reifen bei plötzlich auftretendem Schräglaufwinkel eine gewisse Zeit zum Aufbau der Seitenkraft braucht, wird die über der Zeit integrierte Gesamtseitenkraft mit steigender Frequenz kleiner. Der Anstieg der Kurven über 1,5 Hz ist auf eine Resonanzstelle des Fahrzeuges (z. B. Achse oder Lenksystem) zurückzuführen. Aus den Kurven ist der durch die Elastizitäten und Übersetzungen bedingte Unterschied zwischen einer mechanischen Lenkung und einer Servolenkung zu sehen. Auf ähnliche Weise wird auch der Phasengang über der Frequenz ermittelt, aus dem die Ansprechzeit des Fahrzeuges auf Lenkeinschläge t_A berechnet werden kann.

$$t_A = \frac{\varphi \cdot T}{360},$$

wobei φ der Phasenwinkel und T die Schwingungsdauer sind.

3 Ausführungen

31 Mechanische Lenkgetriebe

Die Entwicklung der letzten Jahre zeigt, daß sich neben der Schnekkenrollenlenkung vorwiegend zwei Lenkungstypen, die Zahnstangen- und die Kugelumlauflenkung durchgesetzt haben.

Die Zahnstangenlenkung fällt durch die einfache, billige Bauweise auf. Lenkstockhebel und Lenkstange werden gespart. Sie hat einen hohen Wirkungsgrad, große Steifigkeit und direkten Kontakt mit den gelenkten Rädern. Um die durch den hohen Wirkungsgrad und die Steifigkeit bedingte Stoß- und Schwingungsempfindlichkeit zu mildern, wird als Gegenlager zur Abstützung der Zahnkraft ein Druckstück als Reibungsbremse unter dem Ritzel an die Stange angedrückt (Bild 15). Manchmal werden Gummielemente im Lenkgestänge

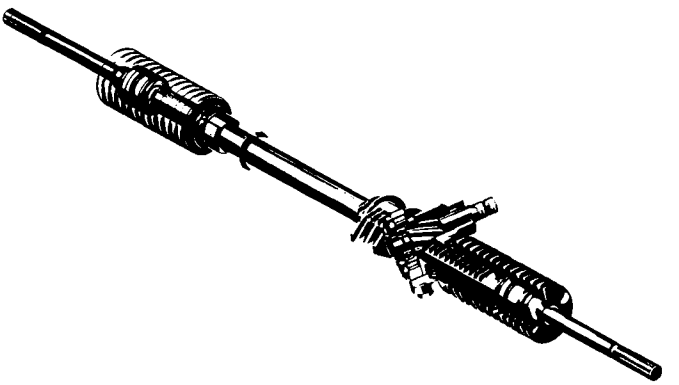


Bild 15. ZF-Zahnstangenlenkung mit seitlichem Zahnstangenantrieb. Verbindung mit den Spurtsangen an den linken und rechten Stirnseiten der Zahnstange

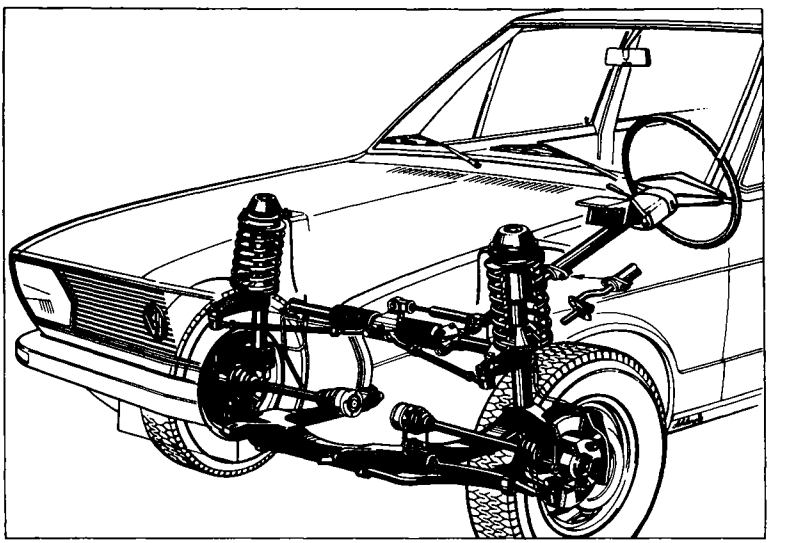


Bild 16. Einbau der Zahnstangenlenkung mit Mittenabtrieb der Spurstangen im VW-Passat

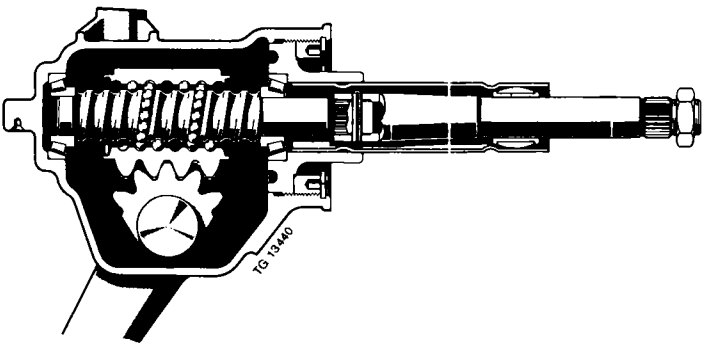


Bild 17. Aufbau einer mechanischen Kugelumlauflenkung (Mercedes-Benz)

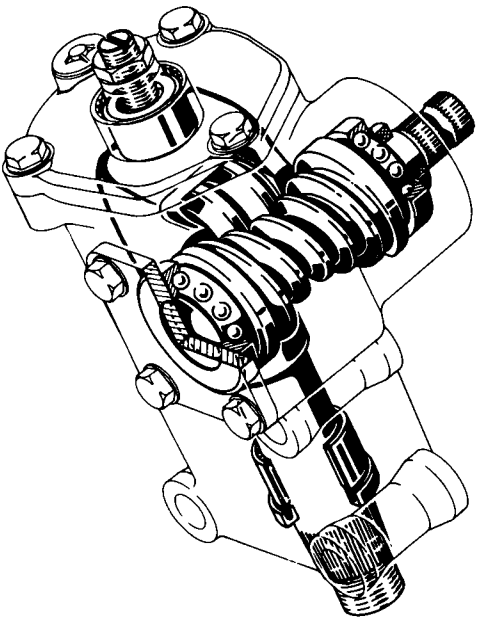


Bild 18. Perspektivische Darstellung der ZF-Gemmer-Lenkung (Schneckenrollenzahnlenkung mit Zweizahnrolle)

verwendet, um eine gewisse Lenkelastizität zu erreichen. Bei Komfortwagen verwendet man oft einen zusätzlichen Lenkungsdämpfer. Das Antriebsritzel kann in der Mitte oder an einer Seite angebracht sein. Jeweils ist dann ein Mitten- oder Seitenabtrieb zu den Rädern möglich. Bild 16 zeigt den Einbau der Zahnstangenlenkung mit Mittenabtrieb und Lenkungsstoßdämpfer im VW-Passat.

Kugelumlauflenkungen haben etwas größere Elastizität als Zahnstangenlenkungen. Die Reibung wird gegenüber einfachen Spindellenkungen durch eine endlose Kugelreihe zwischen Spindel und Lenkmutter herabgesetzt. Die Bewegung der Mutter wird bei den heutigen Lenkungen mit einer Verzahnung auf ein Zahnsegment auf die Lenkwelle übertragen (Bild 17). Die Übersetzung ist dadurch konstant über dem Einschlag, sie kann aber durch spezielle Ausbildung der Verzahnung auch variabler gestaltet sein (Saginaw).

Bei der Schneckenrollenzahnlenkung (z. B. ZF-Gemmerlenkung, Bild 18) greift in eine globoidverzahnte Lenkschnecke eine auf der Lenkwelle gelagerte Lenkrolle ein. Die Lenkrolle kann als Ein-, Zwei- oder Dreizahnrolle ausgebildet sein. Durch veränderliche Steigung an der Lenkschnecke kann bei der Einzahnrolle eine mit dem Einschlagwinkel variable Übersetzung verwirklicht werden (z. B. Bendix-Varamatic). Vorteil der Gemmer-Lenkung ist die kleine Baugröße und eine lange Lebensdauer durch geringen Verschleiß, bedingt durch einen wälzlagerähnlichen Abrollvorgang der Rolle an den Flanken der Globoidschnecke.

32 Servolenkungen und Lenkhilfen

Zur Erhöhung der Sicherheit werden bei mittleren und schwereren Personenwagen sowie Omnibussen und Nutzfahrzeugen Servolenkungen (auch Hilfskraftlenkung genannt) verwendet. Servolenkungen haben die Aufgabe den Fahrer zu entlasten und müssen daher einen großen Teil der Lenkkraft aufbringen. Dadurch werden die Lenkkräfte für den Fahrer, besonders beim Parkieren, wesentlich herabgesetzt (Bild 19), so daß man auch die Lenkübersetzung reduzieren kann und für den gleichen Radeinschlag mit weniger Lenkradumdrehungen auskommt. Durch die größere Steifigkeit einer Servolenkung ergibt sich auch eine günstigere wirksame Übersetzung. Die Lenkansprechzeit des Fahrzeuges wird dadurch kürzer und die Lenkpräzision steigt. Bild 20 zeigt in Form des gemessenen Gierwinkels, daß ein Fahrzeug mit Servolenkung auf einen schnellen Lenkeinschlag früher und präziser reagiert als das gleiche Fahrzeug mit mechanischer Lenkung.

Die Energiequelle für die Servolenkung kann Hydraulik, Druckluft oder Elektrizität sein. Wegen des hohen spezifischen Arbeitsvermögens

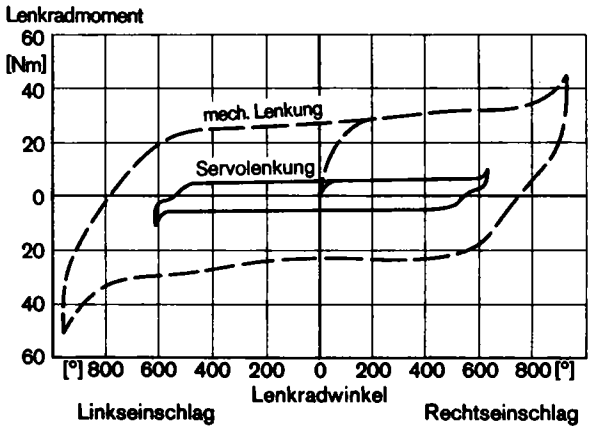


Bild 19. Parkiermomente eines Personenwagens bei einer Vorderachslast von 800 kg mit Servolenkung und mit mechanischer Lenkung (Meßkurven)

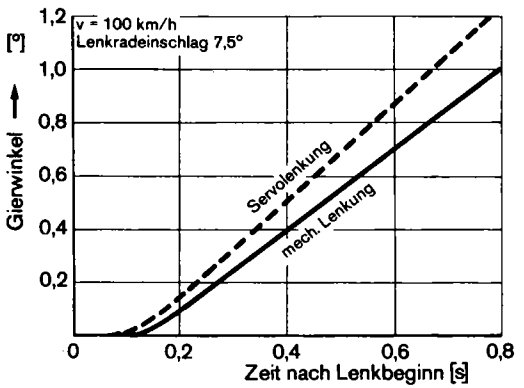


Bild 20. Ansprechen eines Fahrzeuges auf kleine Lenkbewegungen in Form des Gierwinkels bei Servolenkung und bei mechanischer Lenkung (sprungförmiger Lenkradeinschalg von 7,5°)

hat sich heute jedoch allgemein die Hydraulik durchgesetzt. Eine Servolenkung besteht aus den mechanischen Teilen der Lenkung, die eine Kraftübertragung auch ohne hydraulische Unterstützung sicherstellen, aus dem Steuerventil und einem Arbeitskolben, der an einer geeigneten Stelle zwischen Lenkrad und Räder angreift. Der Arbeitskolben kann in einem getrennten Zylinder laufen (sog. Halbblocklenkungen) oder zusammen mit dem Zylinder im Lenkgetriebe integriert sein (sog. Blocklenkungen).

Nachfolgend sind einige Hersteller von Hilfskraftlenkungen genannt: Adwest GB, Bendix USA, Burman GB, Calzoni-Reiss I, Citroën F, Daimler-Benz D, TRW (Ross) USA, Saginaw USA, Sheppard USA, Zahnradfabrik Friedrichshafen D.

Die hydraulische Energie wird in einer vom Motor angetriebenen Druckölpumpe erzeugt. Diese Energie kann auf verschiedene Arten zur Verfügung stehen. Bei Speichersystemen in Form von Druck, wobei kein Strom fließt, wenn keine Energie verbraucht wird oder in Form von Ölstrom bei Umlaufsystemen, wobei kein Druckaufbau erfolgt, wenn keine Energie verbraucht wird. Bei Fahrzeuglenkungen wird derzeit das Umlaufsystem bevorzugt, doch sind auch Speicherlenkungen in Verbindung mit Zentralhydrauliksystemen bekannt (z. B. Citroën).

Der zur Unterstützung der Lenkung erforderliche Öldruck wird bei Umlaufsystemen im Steuerventil durch Drosselung des Kreislaufes erreicht. Die Drosselstelle wird dadurch gebildet, daß zwei Steuerkanten gegeneinander verschoben werden. Das Drucköl wird auf die entsprechende Seite des Arbeitskolbens gelenkt, das Öl aus der anderen Seite fließt dann nahezu drucklos zum Behälter der Ölpumpe. Die Verschiebung der Steuerkanten erfolgt im Prinzip dadurch, daß zwischen Lenkrad und Rädern an einer geeigneten Stelle – meist im Lenkgetriebe – ein kleines Spiel oder Elastizität konstruktiv vorgesehen wird, so daß beim Drehen des Lenkrades das Ventil ausgelenkt werden kann. Der zum Öffnen des Ventils erforderliche Drehwinkel oder Weg am Lenkrad ist ein Maß für die Steuerempfindlichkeit der Servolenkung. Das Spiel sollte so klein wie möglich sein. Die Steuerempfindlichkeit kann, wenn man sich nur auf das Lenkgetriebe bezieht, als Änderung des Öffnungsquerschnittes des Steuerventils in mm^2 pro 1° Lenkraddrehung definiert werden. Dieser rechnerische Wert erlaubt schon im Konstruktionsstadium einen einfachen Vergleich verschiedener Ventilausführungen. Für einen Vergleich des Gesamtverhaltens der Lenkung unter gegebenen Arbeitsbedingungen wird üblicherweise der Arbeitsdruck über dem Drehwinkel des Lenkrades gemessen. Will man jedoch auch das Empfinden des Fahrers in die Betrachtung mit einbeziehen, ist es zweckmäßig, die vom Steuerschieber geöffnete Fläche oder den gemessenen Druck dem zugehörigen Umfangsweg am Lenkradkranz zuzuordnen.

Nach dem Bauprinzip sind drei Ventilsysteme zu unterscheiden:

Sitzventile, Axialkolbenventile und Drehschieberventile.

Beim *Sitzventil* wird die Bohrung in einem Gehäuse durch ein axial bewegliches Steuerlement verschlossen, das am Bohrungsrand aufsitzt. Bei Servolenkungen werden Sitzventile kaum mehr verwendet, da sie wenig Möglichkeit zur Beeinflussung der steilen Übertragungsfunktion (Druck über Ventilweg) bieten.

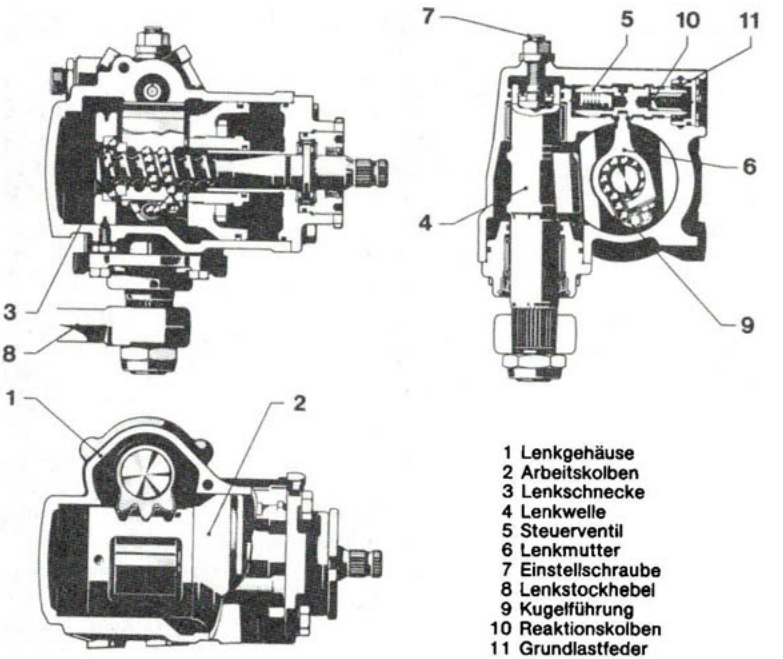
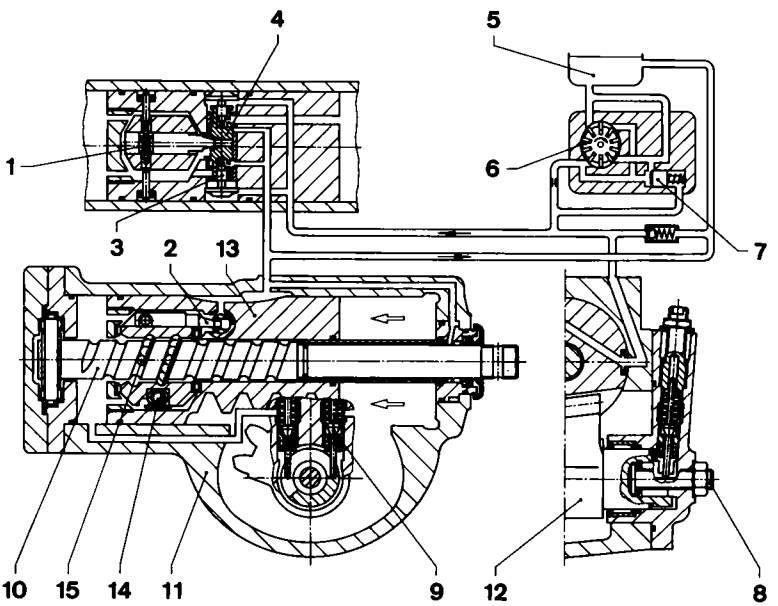


Bild 21. Aufbau der Mercedes-Benz Kugelumlauf-Servolenkung für Personenwagen

Axialkolbenventile sind hinsichtlich der Ausbildung der Steuerkanten zur günstigen Gestaltung der Übertragungsfunktion wesentlich besser geeignet. Die Steuerkanten in der Bohrung im Gehäuse werden durch einfache Einstiche hergestellt und durch axiales Verschieben des Kolbens in Überdeckung gebracht. Anzahl und Anordnung der Steuerkanten können beliebig variiert werden. Vorteilhaft wirkt, daß der Kolben axial hydrostatisch ausgeglichen und für eine Rückführung leicht hydraulisch ansteuerbar ist. Durch Anfasung der Steuerkanten oder Anbringung einer achsparallelen Stufe kann die Übertragungsfunktion in breiten Grenzen variiert werden [13]. Nachteile, wie eine verhältnismäßig große Baulänge und aufwendige Maßnahmen zur Umwandlung der Drehbewegung am Lenkrad in eine Axialbewegung

des Ventils, konnten bei neueren Konstruktionen weitgehend vermieden werden. Bei der neuen Mercedes-Benz Servolenkung für Personenwagen wurde größter Wert auf raumsparende Bauweise gelegt (Bild 21) [8]. Ebenfalls mit Axialkolbenventil ist die ZF-Kugelmutter-Hydrolenkung in Kurzbauweise für LKW und Omnibusse ausgerüstet (Bild 22). Durch das kurze Lenkgetriebe eignet sich diese Lenkung besonders für Frontlenker mit Kippfahrerhaus. Bei beiden Lenkungen ist der Steuerventilkolben quer zur Kolbenachse angeordnet. An der im Kolben drehbar gelagerten Lenkmutter sitzt entweder ein Steuerlineal oder ein Finger, womit das Ventil betätigt wird. Bei Einleitung eines Drehmomentes am Lenkrad wird die Lenkmutter durch die Umfangskraft an der Lenkschnecke bis Aussteuerung des Ventils mitgedreht. Die Mittenzentrierung der Lenkmutter und somit auch des Ventils erfolgt durch Druckfedern.



1 Grenzkraftfeder
2 Mitnehmer für Ventilkolben
3 hydr. Rückwirkung
4 Ventilkolben
5 Ölbehälter
6 Pumpe
7 Strom- und Druckbegrenzungsventil
8 Nachstellschraube
9 hydr. Lenkbegrenzung
10 Schnecke
11 Gehäuse
12 Segmentwelle
13 Kolben
14 Umlaufrohr
15 Kugelkette

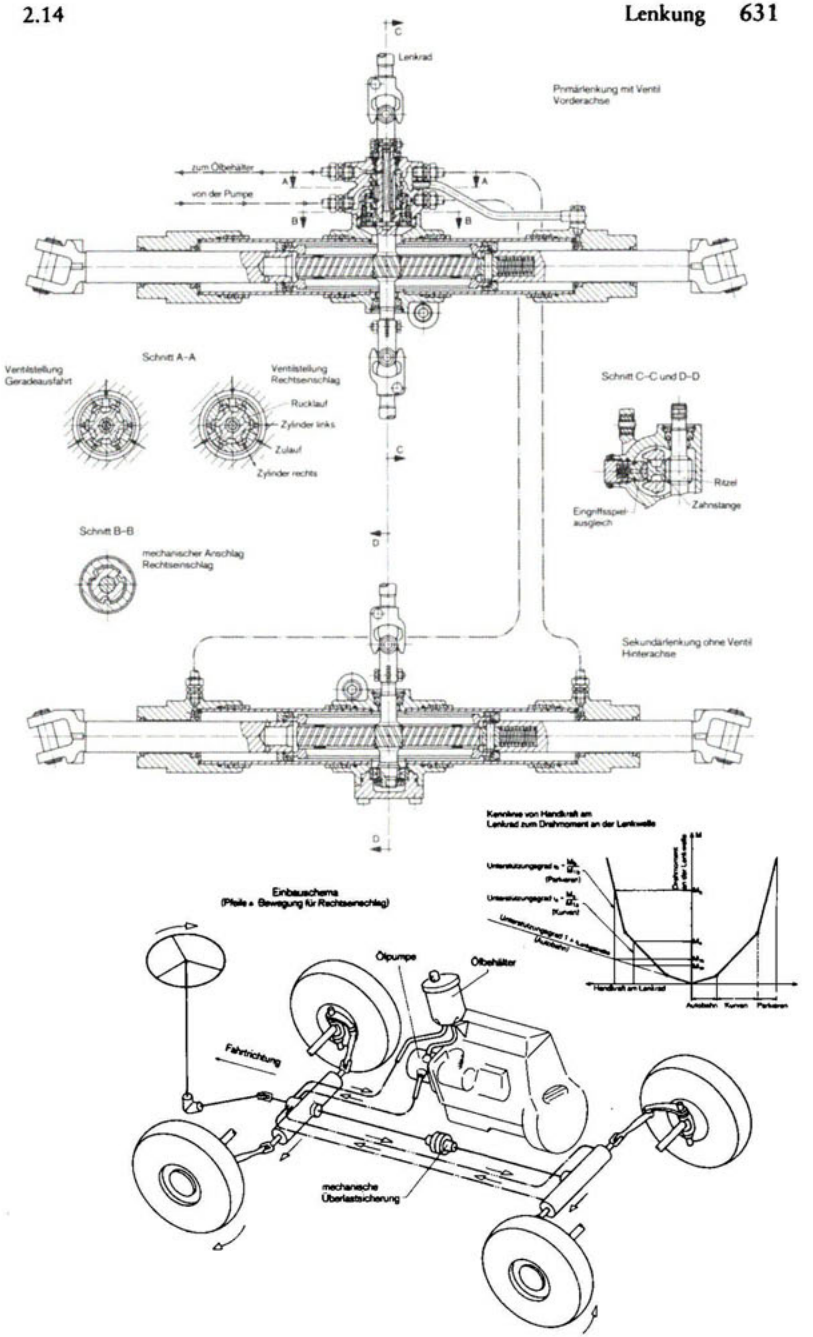
Bild 22. ZF Kugelmutter-Hydrolenkung in Kurzbauweise für LKW und Omnibusse

Kennzeichnend für ein *Drehschieberventil* ist ein in seiner Bohrung axial nicht verschiebbarer Kolben. Die Steuerkanten befinden sich am Umfang von Kolben (Rotor) und Bohrung (Stator), sie werden durch eine Drehbewegung des Rotors gegeneinander verschoben. Durch entsprechende Modulierung der Steuerkanten, zweckmäßigerweise des Rotors, kann die Übertragungsfunktion den Arbeitsbedingungen angepaßt werden. Vorteile des Drehschiebers sind die kurze Baulänge und die direkte Verwendung der Drehbewegung am Lenkrad zur Betätigung des Ventils, sowie eine konstruktiv gegebene Ausgeglichenheit unter Druckbeaufschlagung. Nachteilig kann sein, daß für eine evtl. hydraulische Reaktion zur Rückführung besondere konstruktive Maßnahmen erforderlich sind. Das Funktionsprinzip zeigt Bild 23 Schnitt A-A am Beispiel eines Bendix-Drehschieberventils, angebaut an einer Adwest-Zahnstangen-Servolenkung für Omnibusse und Nutzfahrzeuge. Der Drehschieber wird durch eine Drehstabfeder in der Mittellage gehalten. Das Ventil arbeitet ohne hydraulische Reaktion und die Steuerkanten sind derart ausgebildet, daß sich die drei Fahrbereiche: Autobahn, Kurven und Parkieren mit ihren verschiedenen Unterstützungsgraden klar abgrenzen (Handkraftdiagramm im Bild 23).

Für die Fahrsicherheit ist es wichtig, daß das Gefühl für den Kraftschluß des Reifens mit der Straße am Lenkrad auch bei einer Servolenkung erhalten bleibt. Dieses Gefühl wird im Steuerventil durch eine mit der hydraulischen Servounterstützung steigende Rückstellkraft am Lenkrad erreicht. Die Rückstellkraft kann von der Höhe des zum Lenken erforderlichen Öldrucks oder vom Stellweg des Ventils abgeleitet werden. Der Steuerkolben im Ventil wird durch eine Feder, die auch ein Drehstab sein kann, in der Mittellage gehalten. Ist eine solche Zentrierfeder (in diesem Fall kein Drehstab) vorgespannt, dann wird bis zur Überwindung dieser Vorspannkraft am Lenkrad rein mechanisch gelenkt, da das Ventil erst ab diesem Punkt anspricht. Einen ähnlichen Effekt kann man auch bei einer Drehstabfeder (keine Vorspannung) durch entsprechende Ausbildung der Steuerkanten erreichen.

Bei der *druckabhängigen Rückwirkung* wird eine hydraulische Rückstellkraft der Zentrierfederkraft (Grundlast) überlagert. Hierbei wirkt der Druck im Zylinder gleichzeitig auf eine Reaktionsfläche des Steuerschiebers, wodurch eine dem Druck proportionale Rückstellkraft am Lenkrad entsteht. Die Reaktionsfläche wird zweckmäßig durch Reaktionskolben, die auf den Steuerschieber einwirken, gebildet.

Bild 23. Bendix-Drehschieberventil an Adwest-Zahnstangen-Servolenkung für Omnibusse und Nutzfahrzeuge, hier eine Ausführung als Allradlenkung für Geländefahrzeuge


Lenkrad
Primärlenkung mit Ventil Vorderachse
zum Ölbehälter
von der Pumpe
Schnitt A-A
Ventilstellung Geradeausfahrt
Ventilstellung Rechtseinschlag
Rücklauf
Zylinder links
Zulauf
Zylinder rechts
Schnitt C-C und D-D
Ritzel
Zahnstange
Eingriffsspielausgleich
Schnitt B-B
mechanischer Anschlag Rechtseinschlag
Sekundärlenkung ohne Ventil Hinterachse
Kennlinie von Handkraft am Lenkrad zum Drehmoment an der Lenkwelle
Einbauschema
(Pfeile = Bewegung für Rechtseinschlag)
Ölpumpe
Ölbehälter
Fahrtrichtung
mechanische Überlastsicherung

Bei der *stellwegabhängigen Rückwirkung* wird keine Reaktionsfläche gebildet, die Lenkradkraft wird von der Zentrierfederkraft und evtl. von den durch die Ölstromdrosselung entstehenden dynamischen Kräften bestimmt. In diesem Fall verwendet man eine oder mehrere entsprechend stärkere Federn. Da die Spannkraft der Feder durch die Stellung des Schiebers bestimmt wird, kann man von einer stellwegabhängigen Rückwirkung sprechen. Diese ist in der Regel indirekt auch druck- und stromabhängig, da es durch geeignete Modulierung der Steuerkanten möglich ist, eine weitgehend proportionale Zuordnung vom Stellweg zum Druckaufbau herzustellen, wobei der Ölstrom als Parameter eingeht.

Beim Parkieren steigt durch den höheren Widerstand der Räder der erforderliche Öldruck stark an. Da in diesem Bereich ein Straßenkontakt nicht erforderlich ist, aber die Servolenkung den Fahrer beim Parkieren möglichst entlasten soll, wird die proportionale Handkraftkennlinie bei PKW-Lenkungen ab einer bestimmten Höhe des Öldruckes begrenzt. Diese Handkraftbegrenzung wird bei Lenkungen mit druckabhängiger Rückstellung, z. B. bei der Mercedes-Benz-Servolenkung (Bild 24a) dadurch erreicht, daß der Öldruck den Reaktionskolben gegen die Vorspannung der Reaktionskolbenfeder bis zu einem Anschlag im Steuerschieber verschiebt. Von diesem Punkt ab ist der Öldruck im Reaktionsraum eine innere Kraft, die keine Wirkung mehr auf den Steuerschieber hat. Die Vorspannung der Reaktions-

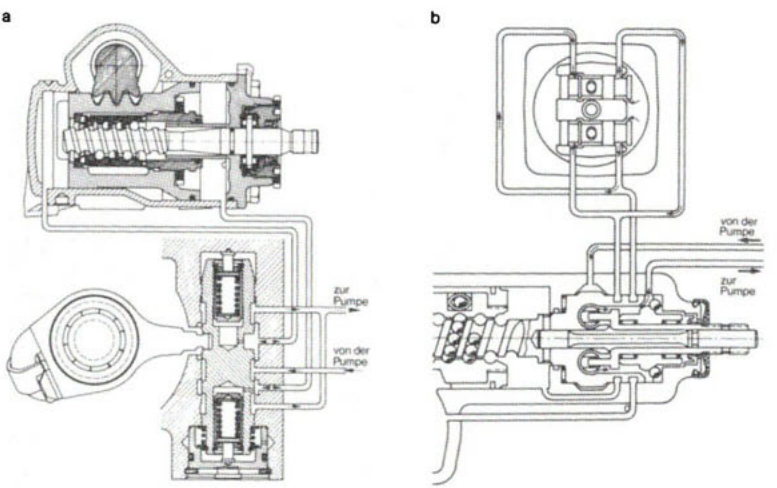


Bild 24. Steuerungsschema und Handkraftbegrenzung
a) Mercedes-Benz-Servolenkung für PKW
b) ZF-Kugelmutter-Hydrolenkung für PKW

kolbenfeder bestimmt die Höhe der Handkraft in diesem nichtproportionalen Bereich.

Bei der stellwegabhängigen Rückwirkung ist die maximale Handkraft am Lenkrad automatisch durch die Zentrierfeder bzw. Drehstab bei der Vollaussteuerung des Steuerschiebers gegeben. (z. B. ZF-Kugelmutter-Hydrolenkung Bild 24b). Beide Konstruktionen ermöglichen eine Auslegung von Handkraftkennlinien mit sehr ähnlichem Verlauf (Bild 25a u. b).

Bestrebungen, die Servounterstützung und damit die Rückstellkraft am Lenkrad dem jeweiligen Fahrzustand anzupassen, führten zu Lenkungskonstruktionen, bei denen die Lenkradkraft von der Fahrgeschwindigkeit bzw. Motordrehzahl abhängig gemacht wird. Bei langsamer Fahrt und großen Lenkeinschlägen – beispielsweise beim Parkieren – sollte die größte Servounterstützung zur Verfügung stehen, dagegen ist bei schneller Fahrt, im Interesse eines guten Fahrbahnkontaktes und sicheren Fahrgefühls, eine möglichst kleine Servowirkung erforderlich.

Bei der ZF-Servolenkung mit stellwegabhängiger Rückwirkung für Personenwagen (BMW Typ 630CS und 633CSi) wurde diese Charakteristik mit Hilfe einer Ölpumpe mit über der Drehzahl fallender Förderkennlinie erreicht (Bild 26). Eine Sondendrossel im Druckkanal der Pumpe leitet bei 1000 U/min die gesamte Ölmenge von 10l/min zum Steuerventil und damit zum Arbeitszylinder der Lenkung. Bei steigender Drehzahl wird durch die Ausführung und Anordnung der Drossel in Verbindung mit einem Strombegrenzungsventil eine abfallende Förderkennlinie der Pumpe erzielt. Bei einer Drehzahl von 6000 U/min wird der Lenkung nur noch 4 Liter Drucköl pro Minute zugeführt. Auf diese Weise steht bei niedriger Motordrehzahl (≙

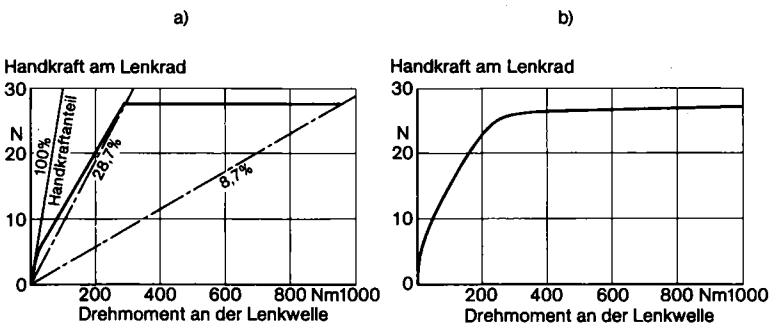
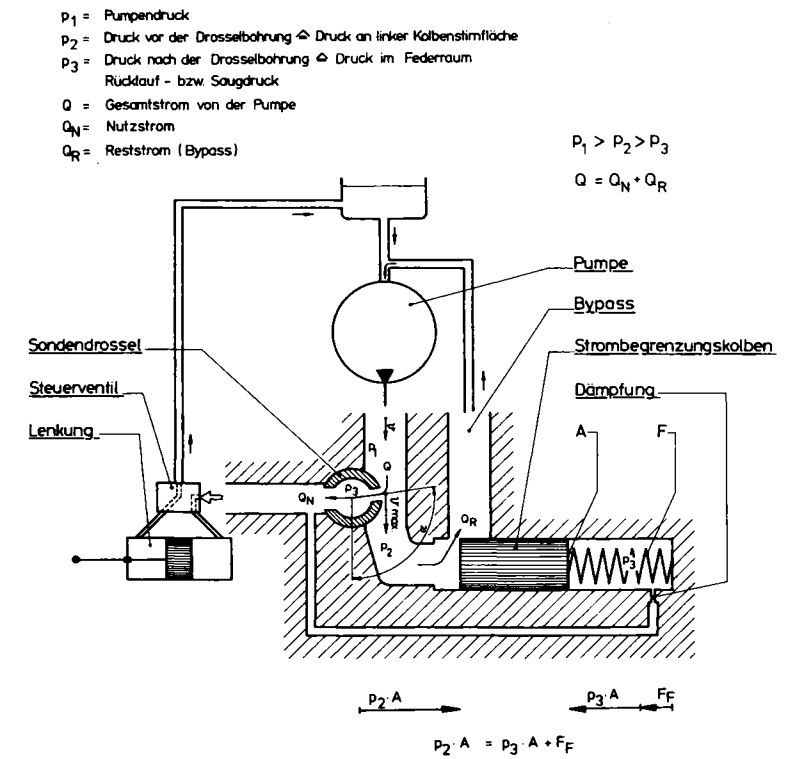


Bild 25. Kennlinie von Handkraft am Lenkrad zu Drehmoment an der Lenkwelle
a) Mercedes-Benz-Servolenkung für PKW
b) ZF-Kugelmutter-Hydrolenkung für PKW



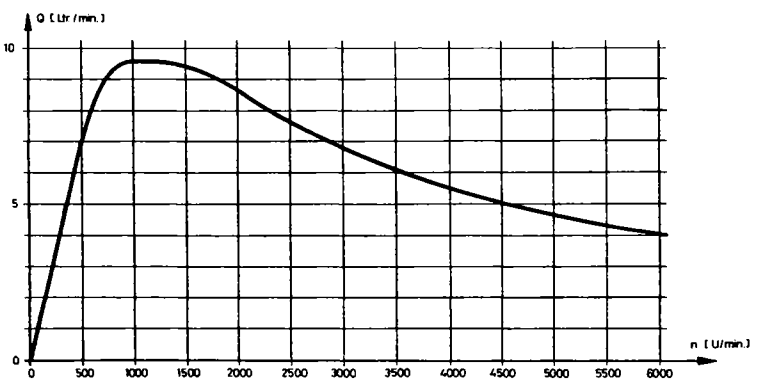


Bild 26. Funktionsschema der ZF-Servolenkung mit drehzahlabhängiger Rückstellkraft am Lenkrad, Ölpumpe mit fallender Förderkennlinie

langsame Fahrt) die höchste Servounterstützung zur Verfügung, bei hochtouriger, schneller Fahrweise ergibt sich dagegen eine kleinere Servounterstützung und damit ein strafferes Lenkgefühl mit ausgeprägtem Fahrbahnkontakt.

Eine von der Fahrgeschwindigkeit aber zusätzlich auch vom Lenkeinschlag abhängige, künstlich erzeugte Rückstellkraft ist beim Citroën SM verwirklicht worden. Bei der Zahnstangen-Servolenkung des SM wirkt ein Rückholkolben über eine Rolle auf eine herzförmige Kurvenscheibe, die über ein Zahnradvorgelege direkt mit der Lenkspindel in Verbindung steht. Beim Drehen des Lenkrades muß die Kurvenscheibe gegen die Kraft des Rückholkolbens verdreht werden. Die Kontur der Scheibe ist so ausgebildet, daß eine über dem Lenkeinschlag degressiv ansteigende Verdrehkraft am Lenkrad erzeugt wird. Der Öldruck hinter dem Rückholkolben wird durch einen Fliehkraftregler in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit reguliert. Bei stehendem Fahrzeug sorgt eine Feder für die Aufrechterhaltung eines Grunddruckes, wodurch das Lenkrad auch im Stand selbsttätig in die Mittellage zurückläuft. Bei wachsender Fahrgeschwindigkeit erhöht sich der Druck am Rückholkolben und damit steigt auch die Rückstellkraft am Lenkrad. Bei Geradeausfahrt mit hoher Geschwindigkeit wird dadurch das Lenkrad stärker in der Mittelstellung zentriert. Das Funktionsprinzip der SM-Lenkung zeigt Bild 27.

Bei Servolenkungen für Nutzfahrzeuge sowie auch bei einigen PKW-Lenkungen wird eine *hydraulische Lenkbegrenzung* vorgesehen. Damit werden Radanschläge, Lenkgestänge und Pumpe vor erhöhter Beanspruchung beim Endeinschlag der Lenkung geschützt. Im Prinzip wird bei der hydraulischen Lenkbegrenzung kurz vor dem Anschlag des Arbeitskolbens ein Ventil aufgestoßen, das die unter Hochdruck

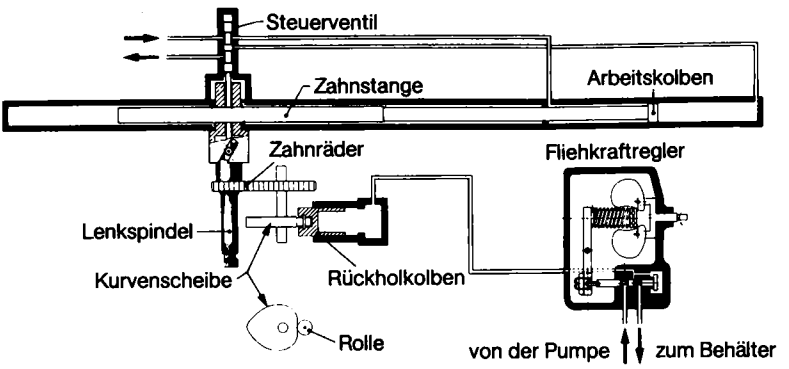


Bild 27. Funktionsschema der Citroën-SM Zahnstangen-Servolenkung mit geschwindigkeits- und einschlagabhängiger Rückstellkraft am Lenkrad

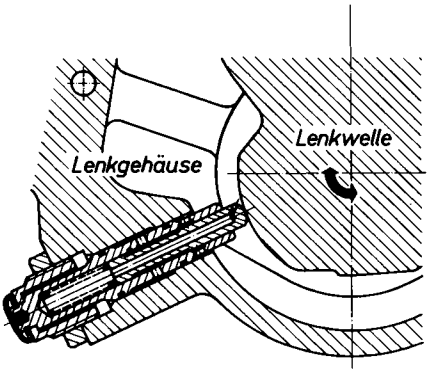


Bild 28. Einstellbares Lenkbegrenzungsventil in der Mercedes-Benz Servolenkung für Nutzfahrzeuge

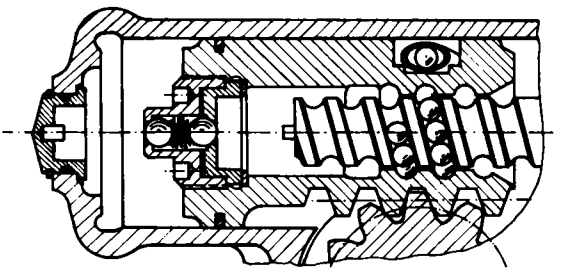


Bild 29. Lenkbegrenzungsventil mit 2 Kugeln in der ZF-Kugelmutter-Hydrolenkung für BMW

stehende Zylinderseite mit dem Ölrücklauf verbindet. Bei Lenkgetrieben, die für verschiedene Fahrzeugtypen vorgesehen sind, wird meistens eine auf beliebige Lenkstockhebelausschläge einstellbare Lenkbegrenzung verwendet (Bild 22). Bei der Mercedes-Benz-Servolenkung für Nutzfahrzeuge wird das Lenkbegrenzungsventil durch die in die Lenkwelle eingearbeiteten Vertiefungen geöffnet. Je nach Einschraubtiefe des Ventilkörpers kann der Öffnungspunkt in Abhängigkeit vom Lenkwellendrehwinkel eingestellt werden (Bild 28). Bei typengebundenen Lenkgetrieben ist die Einstellbarkeit nicht notwendig. Die Lenkbegrenzung kann durch ein einfaches Kugelventil im Kolbenboden erfolgen z. B. ZF-Lenkung (Bild 29).

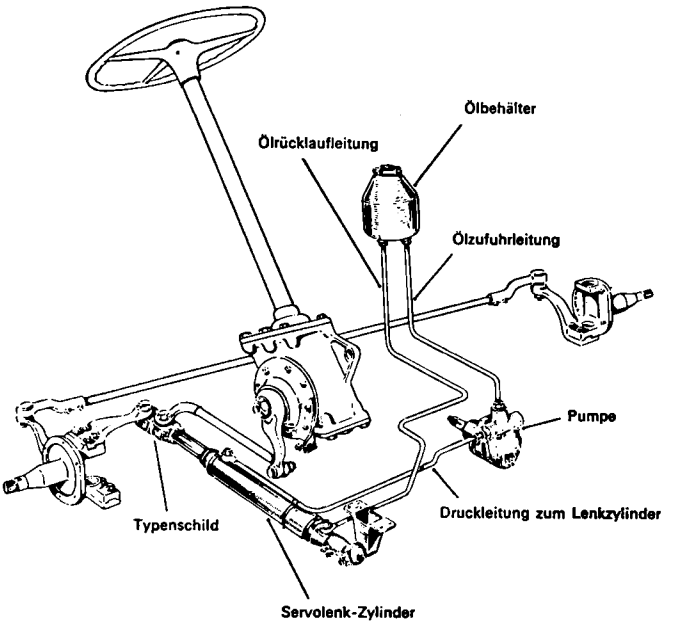
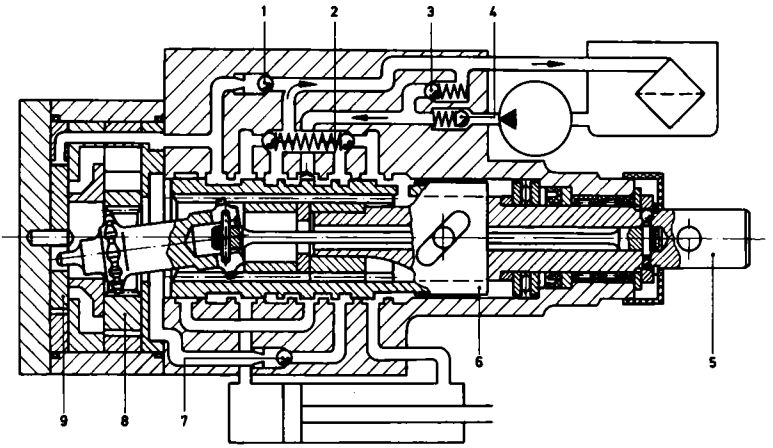


Bild 30. Arbeitsschema der Calzoni-Servo-Lenkhilfe mit am Arbeitszylinder eingebautem Steuerventil

Für Nutzfahrzeuge und Arbeitsmaschinen, die mit mechanischer Lenkung ausgerüstet werden, für die in besonderen Fällen jedoch auf Sonderwunsch eine hydraulische Lenkunterstützung verlangt wird, sind *hydraulische Lenkhilfen*, bestehend aus Steuerventil und Arbeitszylinder, erhältlich. Das Steuerventil kann im Lenkgestänge, z. B. in eine geteilte Schubstange eingebaut werden. Wenn die Axialkräfte in der Schubstange ein bestimmtes Maß übersteigen, öffnet oder schließt das Ventil die entsprechenden Steuerkanäle und das Drucköl wird in den meistens am Radlenkhebel angreifenden Arbeitszylinder geleitet. Es gibt auch Lenkhilfen, wobei Steuerventil und Arbeitszylinder eine Einheit bilden. Bild 30 [10] zeigt das Arbeitsschema der Calzoni-Servo-Lenkhilfe. Bei Doppellenkachsen kann für die zweite gelenkte Achse ein getrennter Arbeitszylinder verwendet werden, der vom Ventil der Blocklenkung der ersten Achse mitgesteuert wird.

33 Hydrostatische Lenkungen

Hydrostatische Lenkungen sind vollhydraulische Lenkungen, die die Lenkkraft ohne mechanische Verbindung hydrostatisch auf die



1 Kurzschlußventil
2 Schlauch-Sicherheitsventil
3 Druckbegrenzungsventil
4 Rückschlagventil
5 Lenkspindel
6 Steuerschieber
7 Kurzschlußventil
8 Handpumpe
9 Steuerscheibe

Bild 31. Beispiel für die Konstruktion einer hydrostatischen Lenkung (ZF)

Räder übertragen. Aus Sicherheitsgründen sind sie nur für Fahrzeuge mit bauartbedingter begrenzter Geschwindigkeit zugelassen.

Eine hydrostatische Lenkung (Bild 31) besteht aus einer Hand- bzw. Dosierpumpe, einem Steuerventil, Arbeitszylinder und einer vom Motor angetriebenen Druckölpumpe. Die Handpumpe wird mit dem Lenkrad gedreht und fördert das Öl auf die entsprechende Seite des Arbeitszylinders. Der im Zylinder entstehende, zum Lenken erforderliche Öldruck setzt der Drehung des Rotors einen Widerstand entgegen, wodurch das Steuerventil geöffnet wird. Dadurch kann das Öl von der motorgetriebenen Pumpe auf die Saugseite der Handpumpe gelangen und die Servounterstützung bewirken.

Hydrostatische Lenkungen werden bei Fahrzeugen verwendet, bei denen eine mechanische Verbindung vom Lenkgetriebe zu den gelenkten Rädern Schwierigkeiten bereitet. Zum Beispiel bei selbstfahrenden Bau- und Arbeitsmaschinen, Hubstaplern, Schleppern und Mähdreschern.

34 Lenkpumpen und Ölbehälter

Die zum Lenken erforderliche hydraulische Energie wird in einer vom Motor angetriebenen Druckölpumpe erzeugt. An Lenkpumpen

werden hohe Anforderungen gestellt, da sie bei kleinstem Bauvolumen und Gewicht Drücke bis 150bar erreichen müssen. Geräusch- und pulsationsarme Förderung, kleine Antriebsleistung bei hohen Drehzahlen und ein möglichst guter, volumetrischer Wirkungsgrad bei Leerlaufdrehzahl und bei höheren Drücken werden ebenfalls verlangt. Der volumetrische Wirkungsgrad von Lenkpumpen liegt bei 80–90%, wobei die höheren Werte für die niedrigeren Drücke gültig sind. Der mechanische Wirkungsgrad erreicht bei höheren Drücken bis 85%, bei hohen Drehzahlen und niedrigen Drücken kann er jedoch bis auf 40% abfallen. Der Leistungsbedarf der Pumpe ist abhängig von der Drehzahl und vom Öldruck. Er liegt im Fahrbetrieb durchschnittlich bei 1kW für PKW und bei 3kW für LKW. Beim Überfahren von Schlaglöchern und in enger Kurvenfahrt kann der Leistungsbedarf kurzzeitig auf das 2–3fache ansteigen.

In der Lenkpumpe ist ein Druck- und Strombegrenzungsventil eingebaut. Der Höchstdruck beträgt bei PKW 60–100bar, bei LKW 70–130bar. Die Fördermenge steigt mit der Drehzahl proportional an. Bei Umlauflenksystemen wird der Ölstrom über der Leerlaufdrehzahl auf eine konstante, von der Drehzahl unabhängige Fördermenge abgeregelt, damit bei hohen Motordrehzahlen der Umlaufdruck und damit die Strömungsverluste (Erwärmung) nicht unnötig ansteigen. Das Ventil wird im Normalfall je nach Größe der Lenkanlage auf eine Fördermenge von 5–10l/Min bei PKW und 10–20l/Min bei LKW eingestellt.

Für hydraulische Lenkungen werden vorwiegend folgende Pumpenkonstruktionen verwendet: Flügelzellenpumpen, Zahnradpumpen mit Außen- oder Innenverzahnung, Gleitschuhpumpen, Rollenpumpen und neuerdings auch Kolbenpumpen in Verbindung mit Zentralhydrauliksystemen. Bei der Flügelzellenpumpe sind im Rotor mehrere radial bewegliche Flügel in Schlitzen geführt (Bild 32, auch Bild 22). Die Flügel werden durch die Fliehkraft und den auf ihre Unterseite wirkenden Öldruck nach außen gedrückt und dichten am äußeren Kurvenring ab. Die Innenkontur des Kurvenringes ist bei der doppelwirkenden Flügelzellenpumpe oval ausgebildet, so daß sich die Flügel bei jeder Umdrehung zweimal nach außen bzw. nach innen bewegen. Dementsprechend vergrößern bzw. verkleinern sich die Hohlräume (Zellen) zwischen je zwei Flügeln. Beim Wachsen des Zellenvolumens wird über die in diesem Bereich angebrachten Kanäle Öl angesaugt und bei der Volumenverkleinerung in die Druckleitung gefördert.

Die Größe der Druckschwingungen hängt von der Zellenzahl und vom Systemdruck ab. Bei Lenkpumpen läßt sich im allgemeinen mit zehn Flügeln eine genügend pulsationsarme Förderung erreichen. Als typischer Wert für die Druckschwingungsamplituden bei Flügel-

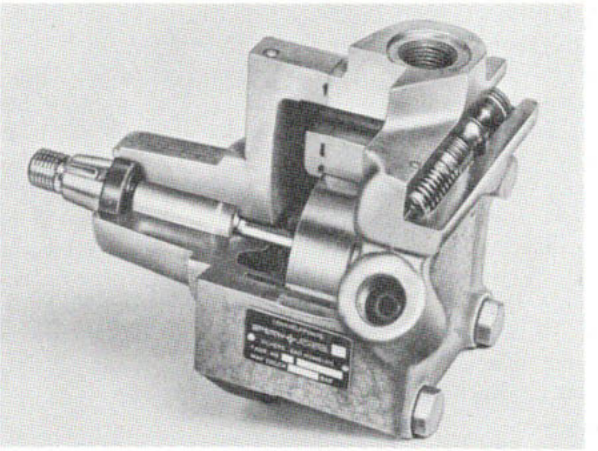


Bild 32. Vickers-Flügelzellenpumpe für hydraulische Servolenkungen

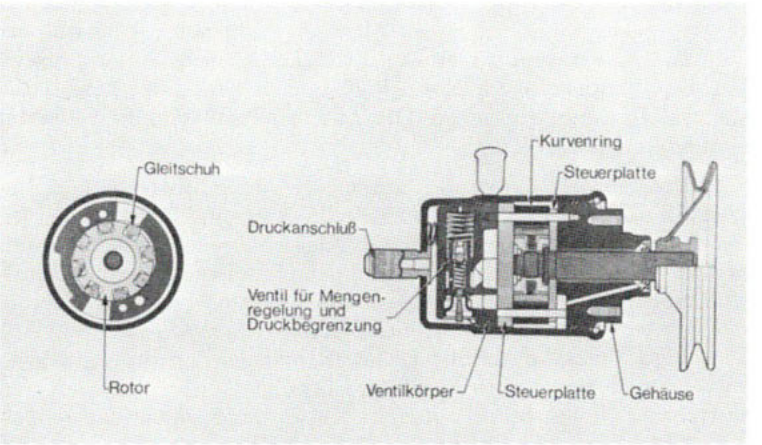


Bild 33. Schnittbild einer Gleitschuhpumpe (TRW Michigan-Division)

zellenpumpen in Ovalring-Ausführung kann, bezogen auf den mittleren Systemdruck, $\pm$ 1,5 $-$ 3 % angegeben werden.

Bei der Gleitschuhpumpe werden anstelle der Flügel kleine Klötze, sog. Gleitschuhe, durch die Fliehkraft und Federkraft nach außen gedrückt (Bild 33). Sie brauchen keine so genaue Führung im Rotor wie die Flügel. Das Funktionsprinzip ist ähnlich dem der Flügelzellenpumpen. Bei der Rollenpumpe wird die Funktion der Flügel bzw.

Gleitschuhe von Rollen übernommen, die sich in den Hohlräumen eines sternförmigen Rotors nach außen bewegen können und am Aussenring abdichten.

Die innenverzahnte Pumpe ist eine Verdrängerpumpe mit innenverzahntem Außenrotor und außenverzahntem Innenrotor. Der Aussenrotor hat einen Zahn mehr und ist zum antreibenden Innenrotor exzentrisch gelagert. Dadurch bilden sich beim Abrollen auf der einen Seite sich vergrößernde und auf der anderen Seite sich verkleinernde Zahnlücken, die mit der Ansaug- bzw. Druckleitung in Verbindung stehen.

Der Ölbehälter, der vorwiegend als Ausdehnungsgefäß dient, kann an die Pumpe angebaut oder getrennt angeordnet werden. Bei letzterer Ausführung sind drei Leitungen notwendig. Ein Hochdruckschlauch führt von der Pumpe zur Lenkung. Außerdem sind eine Rücklaufleitung von der Lenkung zum Ölbehälter und eine Saugleitung vom Ölbehälter zur Pumpe erforderlich. Der Hochdruckschlauch ist meistens als Dehnschlauch ausgebildet, der sein Volumen unter Öldruck etwas vergrößert und dadurch die im System auftretenden Schwingungen dämpft. Im Behälter ist ein Filter eingebaut, um das umlaufende Öl reinzuhalten.

35 Lenkspindel, Lenksäule und Lenkrad

Die allgemeine Entwicklungstendenz ist durch das Bestreben nach mehr Unfallsicherheit geprägt.

Um die Gefahr der Verletzungen durch Lenkspindel, Lenksäule und Lenkrad möglichst gering zu halten, werden bei heutigen Fahrzeugen energieaufnehmende, verformbare oder zusammenschiebbare Elemente verwendet. Lenkungen, die die Verletzungsgefahr bei einem Aufprall durch solche konstruktiven Maßnahmen mindern, werden vielfach als Sicherheitslenkung bezeichnet.

Durch eine entsprechende Anordnung und Ausführung von Lenkgetriebe, Lenkspindel, Lenksäule (Mantelrohr) und Lenkrad soll erreicht werden, daß bei einem Aufprall einerseits die Teile der Lenkung nicht in den Insassenraum geschoben werden, andererseits soll aber auch der auf das Lenkrad aufschlagende Fahrer durch Verringerung seiner Verzögerung mit Hilfe von energieaufnehmenden Elementen und ausreichender Polsterung des Lenkrades geschützt werden.

Das Lenkgetriebe wird deshalb möglichst hinter der Vorderachse und nicht im Knautschzonenbereich angeordnet, damit bei Zusammenstößen ein gewisser Schutz gegen eine Verschiebung nach hinten gewährleistet ist.

Ein weiterer Schutz gegen von unten eingeleitete Kräfte ist ein Versatz zwischen Lenkgetriebe und Lenksäule. Bei dieser Lösung wird das

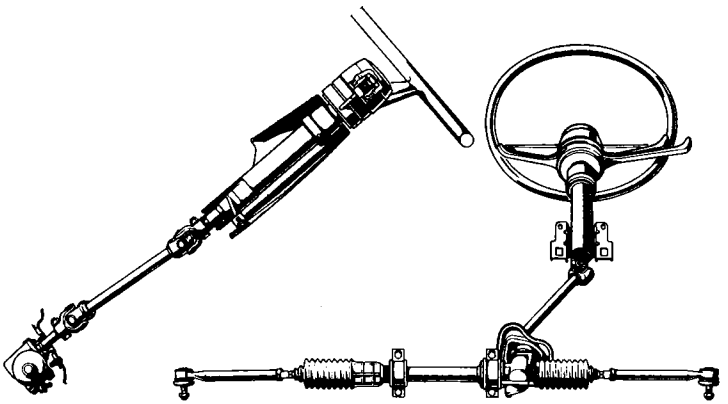


Bild 34. Sicherheitslenkung des Fiat 127 mit 2 Gelenken in der Lenkspindel und deformierbarer Aufhängung der kurzen Lenksäule

untere Teil des Lenkspindels abgewinkelt und mit zwei Kreuzgelenken betätigt (z. B. Sicherheitslenkung des Fiat 127, (Bild 34)).

Um ein Hineindrücken von Lenkspindel und Mantelrohr in den Fahrgastraum zu verhindern, müssen diese Teile so ausgebildet sein, daß sie sich unter Einwirkung einer Axialkraft energieverbrauchend verkürzen können. Dazu sind grundsätzlich zwei konstruktive Lösungen möglich. Die erste Möglichkeit ist eine teleskopartige Ausbildung von Lenkspindel, Mantelrohr und evtl. vom Schaltrohr für die Lenkradschaltung. Hierbei können zwei Rohre ineinander verschoben werden. Der untere Teil der Lenkspindel ist zwecks Mitnahme abgeflacht und wird in axialer Richtung entweder durch eingespritzte Kunststoffsicherungsringe mit Scherstiften (z. B. Opel (Bild 35)) oder als Formstück im oberen Rohrstück gepreßt, durch die Reibungskraft gesichert. Die axiale Reibungskraft beträgt etwa 1 000 N. Bei zusammenschiebbarem Mantelrohr wird das untere Teil durch Reibung im oberen Stück festgehalten. Bei Eindrückung der Stirnwand wird die Reibungskraft überwunden und das untere Rohr gegen das oben an der Querkonsole festgehaltene Mantelrohrstück verschoben. Eine andere Konstruktion ist das verkürzte Mantelrohr, das nicht bis zur Stirnwand reicht. Dabei muß die Längsdeformation in der Lenkspindel aufgenommen werden.

Die zweite Möglichkeit ein energieabsorbierendes Element einzubauen ist, daß man ein Teil von Lenkspindel oder Mantelrohr als Faltsystem entweder als Wellrohr oder als Schergitterrohr (Jägerzaun) ausbildet. Ein Beispiel für das Wellrohr in der Lenkspindel, kombiniert mit einem verkürzten Mantelrohr, ist die Mercedes-Benz Sicherheits-

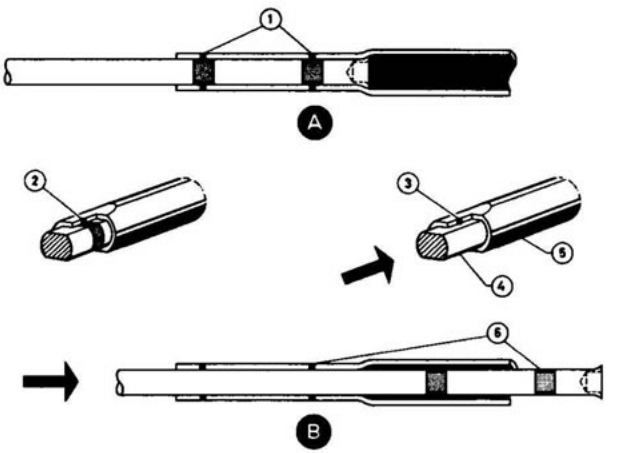


Bild 35. Teleskop-Lenkspindel Opel Kadett-Olympia. A: Betriebsbereite Lenkspindel mit eingespritzten Kunststoff-Haltestiften (2 u. 3); 4 Abflachung der Lenkspindel, 5 Lenkspindelrohr, B: ineinandergeschobene Lenkspindel mit abgescherten Stiften 6

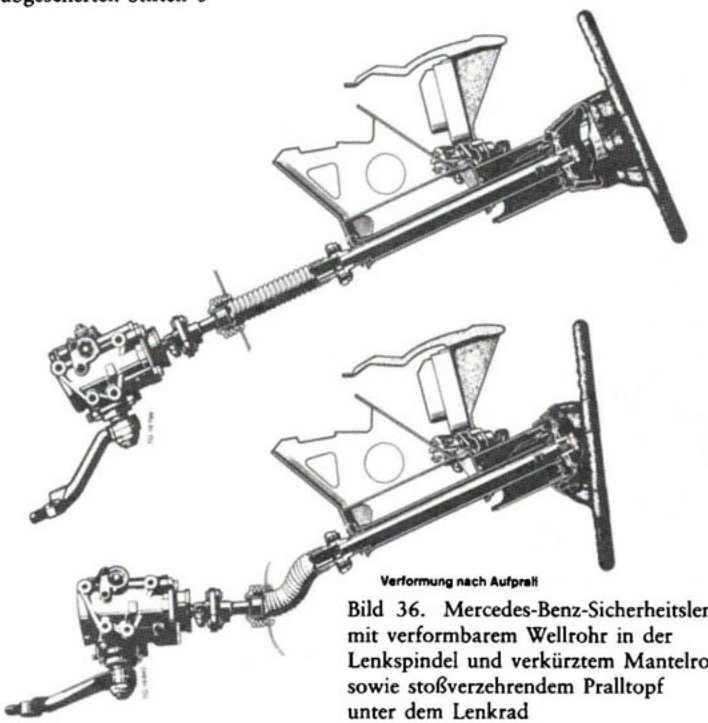


Bild 36. Mercedes-Benz-Sicherheitslenkung mit verformbarem Wellrohr in der Lenkspindel und verkürztem Mantelrohr sowie stoßverzehrendem Pralltopf unter dem Lenkrad

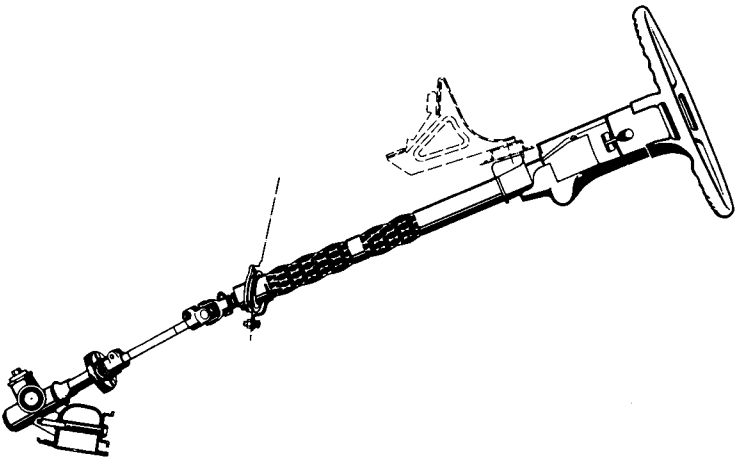


Bild 37. Opel-Sicherheitslenkung (Ascona/Manta) mit energieaufnehmendem Maschengitter im Mantelrohr. Teleskop-Lenkspindel und Abreißschlitten am Armaturentafel-Querträger. Bei Aufprall auf das Lenkrad reißt der Schlitten ab und drückt das Maschengitter und die Lenkspindel zusammen.

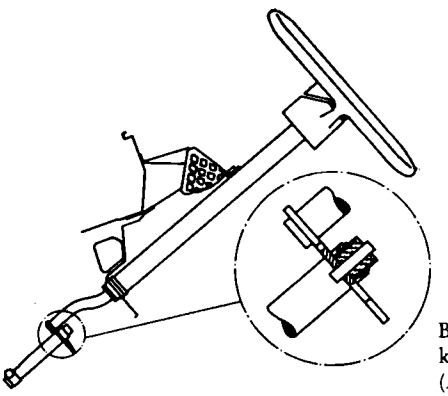


Bild 38. Lenksäule mit Ausklinkkupplung und Kanutschbock (Audi 80)

lenkung in den Typen 200–280E (Bild 36). Das Wellrohr kann nicht nur in sich zusammengedrückt werden, sondern auch seitlich ausknicken, so daß auch bei Zusammenstößen mit schräg von vorne kommender Aufprallrichtung die Gefahr eines Eindringens der Lenksäule in das Wageninnere verringert ist. Ein Beispiel für die Verwendung

des Schergitterrohres im Mantelrohr zeigt das Bild 37 (Opel Ascona/ Manta).

Beide Lösungen, Teleskoprohr und Faltsystem, können gegen die Verschiebung von unten und auch vom Lenkrad her wirksam werden. Um ein Zusammendrücken dieser Teile beim Aufprall des Fahrers am Lenkrad zu ermöglichen, kann das obere Teil der Lenkung an einem sog. Abreißschlitten an der Spritzwandkonsole befestigt werden (Bild 37). Bei etwa 1500N Druckkraft reißt der Schlitten aus der Halterung (Ausklinkmutter mit Kunststoffabscherstiften) und kann nun das energieaufnehmende Gitterrohr zusammendrücken. Eine ähnliche Funktion erfüllt die Lenksäule des Audi 80 mit Ausklinkkupplung und Knautschbock (Bild 38). Die beschriebenen Kombinationen bieten einen weitgehenden Schutz bei Frontal-Kollisionen.

Bei Fahrzeugen, die eine flache Lenkradstellung haben, ist eine axiale Verschiebbarkeit der Lenksäule beim Aufprall wirkungslos. Deshalb wurde bei der Frontlenker-Sicherheits-Lenkung des VW-Transporters eine Knickstrebe verwendet, die den oberen Teil der Lenksäule mit der Wagenvorderwand verbindet und sich bei einer bestimmten Aufprallkraft verformt (Bild 39) [15].

Die Lenkräder werden heute zunehmend anstatt mit Hartgummi mit weicheren Kunststoffen umschäumt (z. B. Polyurethan), um neben einem angenehmeren Griff die Brustverletzungsgefahr am harten Lenkradkranz zu mildern. Aus ähnlichen Gründen wird die Fläche am Lenkrad, an der die Brust des Fahrers beim Unfall aufliegt, durch verbreiterte Speichen oder eine Prallplatte vergrößert und mit weichem Kunststoff aufgeschäumt (z. B. VW Scirocco (Bild 40), Mercedes-Benz

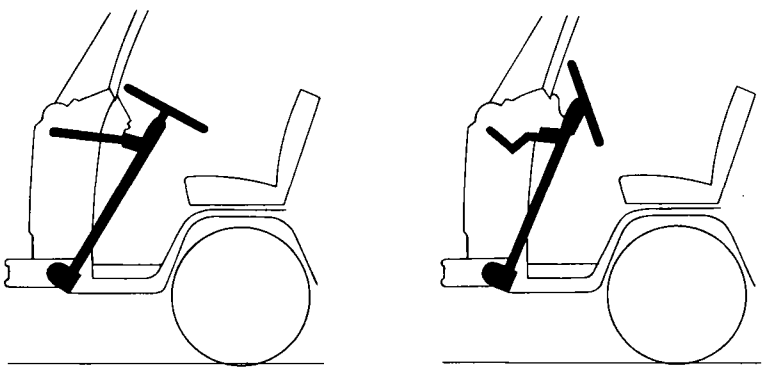


Bild 39. Wirkungsweise der Sicherheitslenkung mit Knickstrebe des VW-Transporters beim Aufprall des Fahrers auf das Lenkrad

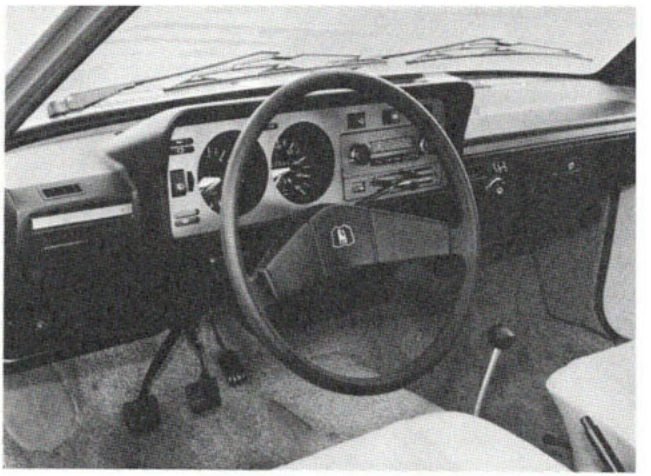


Bild 40. Sicherheitslenkrad des VW-Scirocco L bzw. LS

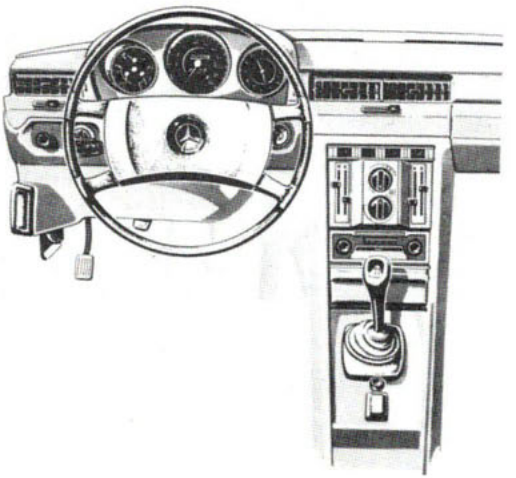


Bild 41. Gepolsterte Prallplatte des Mercedes-Benz-Sicherheitslenkrades

(Bild 41)). Diese größere Fläche ist auch für die Unterbringung von Luftsack (Air-bag) und zugehörigem Zündmechanismus am Lenkrad notwendig. Die Größe der Flächen ist dadurch begrenzt, daß ein freier Durchblick auf die Instrumente vorhanden sein muß.

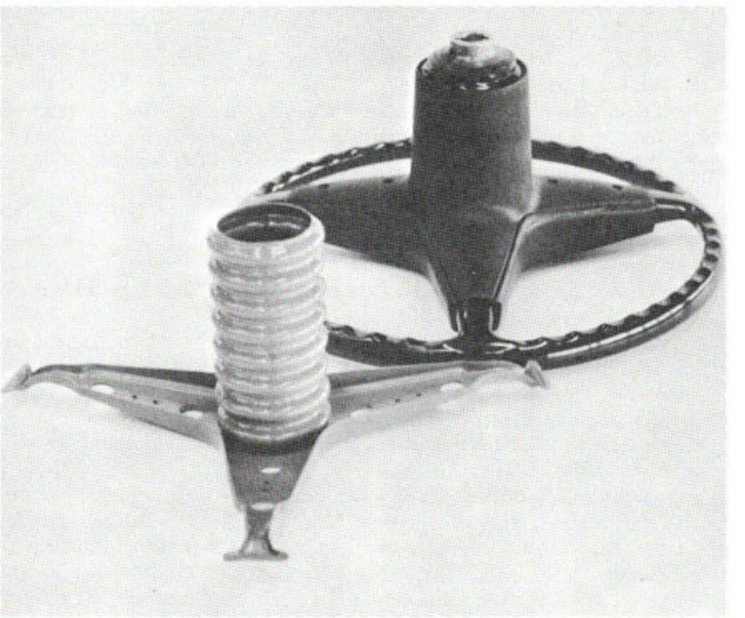


Bild 42. Deformierbarer Pralltopf (Wellrohr) mit Speicher, dahinter das fertig umkleidete Lenkrad von Ford

Um bereits am Lenkrad einen Verformungsweg bei Stoß des Fahrers zu sichern, wird zwischen Lenkrad und Lenkspindel ein verformbarer Pralltopf (Blech oder Wellrohr) eingebaut (Bild 36 Mercedes-Benz, Bild 42 Ford). Ein weiterer Vorteil des Pralltopfes ist, daß sich die Lenkradebene auf den aufschlagenden Brustkorb einstellen kann, womit eine größere Druckfläche wirksam wird.

Literatur

[1] Bergman, W., Grundlagen der Unter- und Übersteuerung des Kraftfahrzeuges. ATZ 69 (1967), S. 77–81, S. 268–271.
[2] Bergman, W., Der Einfluß von Elastizitäten auf die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen. Automobil-Industrie 2 (1971), S. 79–83.
[3] Bott, H., Personenwagenreifen im Winterbetrieb. ATZ 66 (1964), S. 256–260.
[4] Braess, H.-H., Beurteilung des Fahrverhaltens von Automobilen und deren Reaktionen auf Lenkeinschläge. Automobil-Revue 53, Bern 1968.

[5] Döhring, E., Über Wirkungsgrad und Elastizität von Automobil-Lenkgetrieben. ATZ 63 (1961), S. 75–77.
[6] Engels, H. R., Ein Beitrag zur Beurteilung des Eigenlenkverhaltens von Kraftfahrzeugen. ATZ 69 (1967), S. 423–426.
[7] Fiala, E., Kraftkorrigierte Lenkgeometrie – Lenkgeometrie unter Berücksichtigung des Schräglaufwinkels. ATZ 61 (1959), S. 29–32.
[8] Förster, H. J., Mercedes-Benz Servolenkungen. ATZ 74 (1972), S. 55–63, S. 151–155.
[9] Gough, V. E., Shearer, G. R., Front Suspension and Tyre Wear. The Institution of Mechanical Engineers. Proceedings of the Automobile Division (1955), S. 171–193.
[10] Hailer, K. E., Zogbaum, E. A., Konstruktionsteile und Zubehör auf der IAA 1973 – Lenkungen. ATZ 76 (1974), S. 57–59.
[11] Hasselgruber, H., Zweckmäßige Auslegung von Kraftfahrzeuglenkungen im Hinblick auf Kurvenverhalten und Reifenschonung. Automobil-Industrie 3 (1964), S. 39–50.
[12] Heider, H., Kraftfahrzeuglenkung. Berlin 1970.
[13] Lang, A., Faßbender, R., Hydraulische Lenkung mit Axialkolbenventil. ATZ 76 (1974), S. 113–119, S. 235–239.
[14] Langwieder, K., Braess, H. H., Einflüsse auf das Fahrverhalten von Kraftfahrzeugen. Automobil-Revue Nr. 22, 23, 24, 25, 26, Bern (1971).
[15] Mayer, G., Bürger, H., Aktive und passive Sicherheit eines Frontlenkerfahrzeuges. ATZ 75 (1973), S. 197–202.
[16] Metzner, E., Über die Berechnung des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen bei hohen Querbeschleunigungen. ATZ 71 (1969), S. 39–45.
[17] Mitschke, M., Dynamik der Kraftfahrzeuge. Berlin, Heidelberg, New York 1972.
[18] Olley, M., Road Manners of the Modern Car. Proceedings of the Institution of Automobil-Engineers (1947), S. 147ff.
[19] Reimpell, J., Fahrwerktechnik 3 (Lenkung), Würzburg 1974.
[20] Waldmann, D., Untersuchungen zum Lenkverhalten von Kraftfahrzeugen. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik 218 (1971).
[21] Zomotor, A., Rechenverfahren zur Ermittlung der Rückstellmomente am Achsschenkel von Kraftfahrzeugen. ATZ 65 (1963), S. 42–49, S. 101–106.
[22] Zomotor, A., Testmethoden zur Untersuchung der Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen im instationären Betrieb. ATZ 76 (1974), S. 223–229.

2.15 Bremsanlagen

Klaus Rompe, Peter Wiegner

1 Bau- und Abnahmerichtlinien
2 Bremsanlagen von Personenkraftwagen
21 Auslegung und Aufbau von Pkw-Bremsen
211 Bremskraftverteilung
212 Betätigungskräfte und ihre Verstärkung
213 Zweikreisaufteilung
214 Bremsen in der Kurve
22 Komponenten von Pkw-Bremsen
221 Scheibenbremsen
222 Hauptbremszylinder und Bremskraftverstärker
223 Bremskraftregler
3 Bremsanlagen für schwere Nutzfahrzeuge
31 Schema einer Druckluftbremsanlage
32 Druck- und Zeitverhalten
33 Einzelheiten der Bremsanlagen
34 Verlangsamer-Anlagen
35 Entwicklungstendenzen

1 Bau- und Abnahmerichtlinien

Neben der im nationalen Recht verankerten Vorschrift des §41 der StVZO (Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung) „Bremsen und Unterlegkeile" ist seit 1971 die Ratsrichtlinie der Europäischen Gemeinschaften (RREG) „Bremsanlagen" [1] geltendes Recht. Sie bezieht sich auf alle Straßenfahrzeuge mit einer bauartbedingten Höchstgeschwindigkeit von mehr als 25 km/h – mit Ausnahme von landwirtschaftlichen Zugmaschinen und Arbeitsmaschinen sowie Krafträdern – und hat insbesondere für Fahrzeuge mit Druckluftbremsanlagen einschneidende konstruktive Änderungen mit sich gebracht. Es ist zu erwarten, daß diese Richtlinie auch in das nationale Recht übernommen wird.

Nach der EG-Richtlinie werden die Fahrzeuge entsprechend der Tabelle 1 in Fahrzeugklassen eingeteilt.

Aufgabe der Bremsanlage ist es, die Geschwindigkeit des Fahrzeugs zu verringern, es zum Stillstand zu bringen oder es im Stillstand zu halten. Eine Bremsanlage besteht aus der Betätigungseinrichtung zur Steuerung der Energie – z. B. Muskelarbeit oder Druckluft – der Übertragungseinrichtung, mit der die Gesamtheit der Teile zwischen Betätigungseinrichtung und Bremse bezeichnet wird, und den eigentlichen Bremsen. Für die einzelnen Fahrzeugklassen werden teilweise unterschiedliche Bremsanlagen gefordert.

Die Fahrzeuge der Klassen M und N müssen die Bedingungen für die Betriebsbremsung, die Hilfsbremsung und die Feststellbremsung erfüllen.

Für die Betriebsbremsanlage wird gefordert, daß sie vom Fahrzeugführer abstufbar betätigt werden kann, ohne die Hände von der Lenkanlage zu nehmen. In der Regel sind dabei mindestens 2 unabhängige Energiespeicher und Übertragungseinrichtungen notwendig (Zweikreisbremse). Bei Ausfall eines Teiles der Übertragungseinrichtung

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

Tabelle 1: Einteilung in Fahrzeugklassen nach der RREG

Klasse M Zur PERSONEN-BEFÖRDERUNG bestimmte Kraftfahrzeuge mit mindestens 4 Rädern oder mit 3 Rädern und einem Gesamtgewicht, das 1 t übersteigt	Klasse N Zur GÜTER-BEFÖRDERUNG bestimmte Kraftfahrzeuge mit mindestens 4 Rädern oder mit 3 Rädern und einem Gesamtgewicht, das 1 t übersteigt	Klasse O ANHÄNGER (einschließlich Sattelanhänger)
M_1 außer dem Führersitz bis max. 8 Sitzplätze	N_1 max. zul. Gesamtgewicht 3,5 t	O_1 max. zul. Gesamtgewicht 0,75 t
M_2 außer dem Führersitz mehr als 8 Sitzplätze max. zul. Gesamtgewicht 5 t	N_2 mehr als 3,5 t zul. Gesamtgewicht max. zul. Gesamtgewicht 12 t	O_2 mehr als 0,75 t zul. Gesamtgewicht max. zul. Gesamtgewicht 3,5 t
M_3 außer dem Führersitz mehr als 8 Sitzplätze mehr als 5 t zul. Gesamtgewicht	N_3 mehr als 12 t zul. Gesamtgewicht	O_3 mehr als 3,5 t zul. Gesamtgewicht max. zul. Gesamtgewicht 10 t
		O_4 mehr als 10 t zul. Gesamtgewicht

Tabelle 2: Anforderungen an die Betriebsbremsanlage nach der RREG

Klasse	M_1	M_2	M_3	N_1	N_2	N_3
Prüftyp*	O–I	O–I	O–I–II	O–I	O–I	O–I–II
v_1 in km/h	80	60	60	70	50	40
$s \leqq$ in m	$0{,}1\, v_1 + \frac{v_1^2}{150}$	$0{,}15\, v_1 + \frac{v_1^2}{130}$		$0{,}15\, v_1 + \frac{v_1^2}{115}$		
$a \geqq$ in m/s²	5,8	5	5	4,4	4,4	4,4
F in N	500	700	700	700	700	700

* Hierbei handelt es sich um verschiedene Bremsprüfungen

Typ 0: kalte Bremse
Typ I: wiederholte Bremsung
Typ II: Bremsung auf langen Gefällestrecken

Die Zeichen bedeuten:

v_1 = Ausgangsgeschwindigkeit
s = Bremsweg
a = mittlere Höchstverzögerung
F = Betätigungskraft am Pedal

muß mit einer maximalen Betätigungskraft von 700 N mit der Betriebsbremsanlage eine Bremswirkung erzielt werden können, die mindestens x% der vorgeschriebenen Wirkung beträgt.

Vollbeladene Fahrzeuge:

alle Klassen x = 30% Abbremsung

Leere Fahrzeuge:

M_1, M_2, N_1, N_2, x = 25% Abbremsung
M_3, N_3 x = 30% Abbremsung.

Die Überprüfung der Betriebsbremsanlage erfolgt entsprechend der Tabelle 2.

Zusätzlich wird bis auf wenige Ausnahmen für die Fahrzeuge gefordert, daß im Bereich des Kraftschlußbeiwertes k der Fahrbahn von 0,2 – 0,8 die Abbremsung z als Summe der Bremskräfte, bezogen auf die Gesamtmasse des Fahrzeuges,

$$z \geqq 0{,}1 + 0{,}85 \quad (k - 0{,}2)$$

sein muß. Das bedeutet für den Gütegrad ε als Verhältnis der vorhandenen, bezogen auf die ideale Abbremsung, daß er Werte oberhalb 0,5 – 0,76 erreichen muß.

Die Hilfsbremsanlage muß ebenfalls abstufbar betätigt werden können. Der Fahrer kann dazu eine Hand von der Lenkanlage nehmen. Die mit der Hilfsbremsanlage erreichbare Verzögerung muß mindestens halb so groß sein wie die für die Betriebsbremsanlage geforderte Verzögerung nach Tabelle 2. Dabei dürfen die folgenden Betätigungskräfte nicht überschritten werden:

Fahrzeugklasse	Hand- Betätigung	Fuß-
M_1	400 N	500 N
alle anderen Klassen	600 N	700 N

Die Feststellbremsung muß das beladene Fahrzeug auch bei Abwesenheit des Führers auf einer Neigung von 18% im Stillstand halten können. Bei Zügen muß das Zugfahrzeug die verbundenen Fahrzeuge auf einer Neigung von 12% halten können. Die folgenden Betätigungskräfte dürfen nicht überschritten werden:

Fahrzeugklasse	Hand- Betätigung	Fuß-
M_1	400 N	500 N
alle anderen Klassen	700 N	700 N

Die Wirkung der Feststellbremsanlage muß rein mechanisch erzielt werden.

Anhänger der Klassen ab 0_2 müssen mit einer Betriebsbremsanlage und mit einer Feststellbremsanlage ausgerüstet sein. Für die Betriebsbremsanlage ist eine Abbremsung von mindestens 45 % gefordert. Die Feststellbremsanlage muß den Anhänger auf einer Neigung von 18 % im Stillstand halten können. Die erforderliche Betätigungskraft darf 600 N nicht übersteigen. Beim Abreißen der Verbindungseinrichtung zum Anhänger während der Fahrt muß dieser selbsttätig gebremst werden.

Bei allen Fahrzeugen, die vollständig oder teilweise auf eine andere Energiequelle als die Muskelkraft des Fahrers angewiesen sind, muß bei einer Schnellbremsung die geforderte Wirkung der Betriebsbremse an der ungünstigsten Achse höchstens 0,6 s nach Betätigungsbeginn erzielt werden.

Durch die RREG wird die Gesetzgebung innerhalb der Europäischen Gemeinschaft vereinheitlicht. Für die übrigen Länder bestehen jedoch weiterhin teilweise gesonderte Vorschriften. Hier sind insbesondere die amerikanischen Federal Motor Vehicle Safety Standards (FMVSS) zu nennen.

2 Bremsanlagen von Personenkraftwagen

21 Auslegung und Aufbau von Pkw-Bremsen

Betätigung und richtige Dosierung der Bremse können dem Fahrer z. Z. noch nicht abgenommen werden, obwohl die menschlichen Fähigkeiten auf diesem Gebiet recht begrenzt sind. Nach [2] dauert es selbst bei vorbereiteten Versuchspersonen mit einer Wahrscheinlichkeit von 95 % bis zu 1,06 s, ehe die volle Bremsverzögerung aufgebaut ist. Überlegungen zu automatisch betätigten Bremsanlagen, die auf den Abstand zu einem vorausfahrenden Wagen oder einem Hindernis auf der Fahrbahn reagieren, stecken noch in den Anfängen [3]. Geräte, die den Fahrer bei zu heftiger Betätigung der Bremse oder bei Überschätzung der Fahrbahngriffigkeit die Dosierung der Bremse abnehmen, befinden sich als automatische Blockierverhinderer kurz vor der Serieneinführung (Abschn. 2. 16).

Konventionelle Bremsanlagen, von denen hier ausschließlich die Rede ist, müssen sehr sorgfältig auf die Fähigkeit des Fahrers und auf alle vorkommenden Griffigkeitsverhältnisse abgestimmt sein. Außerdem müssen sie bei einem teilweisen Defekt noch ein sicheres Abbremsen gewährleisten.

211 Bremskraftverteilung

Das wichtigste Auslegungskriterium einer Bremsanlage ist die Bremskraftverteilung auf Vorder- und Hinterachse. Unabhängig von der Verteilung gilt, daß die Summe der Bremskräfte, die an Vorder- und Hinterachse zwischen Reifen und Fahrbahn erzeugt werden, der Verzögerung proportional ist:

$$F_V + F_H = ma = Gz \tag{1}$$

Die Gewichtskraft G des gesamten Fahrzeugs, die sich bei unverzögerter Fahrt auf ebener Fahrbahn auf die statischen Achslasten G_V und G_H verteilt, setzt sich beim Bremsen aus den dynamischen Achslasten G_V' und G_H' zusammen. Diese unterscheiden sich infolge der im Fahrzeugschwerpunkt angreifenden Massenkraft zG von den statischen Werten:

$$G = G_V + G_H = G_V' + G_H' \tag{2}$$

$$G_V' = G[(1 - \psi) + \chi z] \tag{3}$$

$$G_H' = G(\psi - \chi z) \tag{4}$$

darin bedeuten: $\psi = \frac{l_V}{l}, 1 - \psi = \frac{l_H}{l} = \frac{l - l_V}{l}, \chi = \frac{h}{l}$.

Die auf die zugehörigen dynamischen Achslasten bezogenen Achsbremskräfte bezeichnet man oft als Kraftschlußbeanspruchungen:

$$f_V = \frac{F_V}{G_V'}, \; f_H = \frac{F_H}{G_H'}. \tag{5}$$

Gl. (1) kann dann folgendermaßen geschrieben werden:

$$f_V G_V' + f_H G_H' = zG. \tag{6}$$

Man spricht von einer *idealen Bremskraftverteilung*, wenn die Kraftschlußbeanspruchungen an Vorder- und Hinterachse bei allen vorkommenden Kraftschlußverhältnissen gleich groß sind:

$$f_V = f_H = f. \tag{7}$$

In diesem Fall kann nämlich der jeweilige Haft- oder Höchstbeiwert k der kraftschlüssigen Verbindung zwischen Reifen und Fahrbahn von allen Rädern ausgenutzt und die maximale Bremswirkung erzielt werden:

$$f_V = f_H = f = k. \tag{8}$$

Die grafische Darstellung der idealen Bremskraftverteilung wird oft in einem sog. Tangentialkraftdiagramm vorgenommen [4]. Diese Darstellung zeigt, wie groß der von der Hinterachse aufzubringende

Anteil an der Abbremsung – also F_H/G – in Abhängigkeit von F_V/G sein müßte.

Aus Gl. (1), (6), (7) ergibt sich für den Idealfall:

$$f(G_V' + G_H') = zG$$
$$f = z. \tag{9}$$

Damit läßt sich unter Einbeziehung der Gl. (3), (4) und (5) schreiben:

$$\frac{F_V}{G} = z[(1 - \psi) + z\chi] \tag{10}$$

$$\frac{F_H}{G} = z(\psi - z\chi). \tag{11}$$

Macht man aus Gl. (10) z explizit und setzt diesen Ausdruck in Gl. (11) ein, ergibt sich nach einigen Umformungen ein mathematischer Zusammenhang für die ideale Bremskraftverteilung in der gewünschten Form:

$$\frac{F_H}{G} = \sqrt{\left(\frac{1-\psi}{2}\right)^2 + \frac{F_V}{\chi G}} - \frac{1-\psi}{2\chi} - \frac{F_V}{G}. \tag{12}$$

Es handelt sich um eine parabolische Beziehung, die unabhängig von der Masse des Fahrzeugs gilt, aber einen bestimmten Beladungszustand – gekennzeichnet durch die bezogenen Schwerpunktkoordinaten ψ und χ – erfaßt. Für die Beispielwerte $\psi = 0{,}48$ und $\chi = 0{,}21$ ist die ideale Bremskraftverteilung in Bild 1 aufgetragen. Man sieht, daß mit zunehmender Vorderachsbremskraft F_V/G die Hinterachsbremskraft degressiv abnehmen müßte, und zwar bedingt durch die zunehmende Hinterachsentlastung.

In Bild 1 sind noch Linien konstanter Abbremsung eingetragen, die sich aus Gl. (1) ergeben:

$$\frac{F_H}{G} = z - \frac{F_V}{G} \tag{13}$$

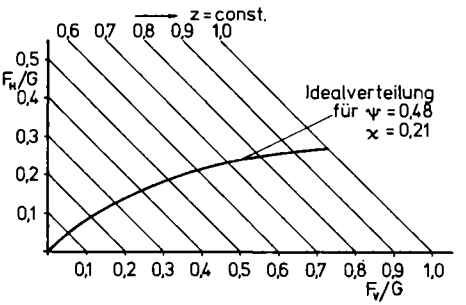


Bild 1. Tangentialkraft-Diagramm mit idealer Bremskraftverteilung

Es sind – unter der Voraussetzung gleicher Achsteilung – um 45° nach rechts geneigte Geraden mit Achsschnittpunkten im Abstand z vom Ursprung. Die Schnittpunkte dieser Geraden mit der Parabel liefern die bei bestimmten Abbremsungen erforderlichen idealen Bremskraftverteilungen. In unserem Beispiel müßte demnach bei z = 0,2 die Verteilung

$$\frac{F_H/G}{F_V/G} = \frac{F_H}{F_V} = 0{,}78$$

oder

$$\frac{F_H}{F_V + F_H} = 0{,}44 \text{ betragen.}$$

Bei z = 0,8 wäre ein Hinterachs-Bremskraftanteil von

$F_H/(F_V + F_H) = 0{,}31$ erforderlich.

Eine ideale Bremskraftverteilung für alle vorkommenden Abbremsungen ist konstruktiv nicht darstellbar. Bei den meisten Fahrzeugen liegt eine bestimmte, *fest installierte Bremskraftverteilung* vor. Diese Verteilung wird z. B. dadurch erreicht, daß man bei einem Fahrzeug mit Vierrad-Scheibenbremsen – unter der Voraussetzung gleichen hydraulischen Druckes in allen Bremsleitungen – die Durchmesser der Radbremszylinder für Vorder- und Hinterachse unterschiedlich groß wählt. Die Radbremsen einer Achse sind selbstverständlich gleich, um von den Bremskräften herrührende Momente um die Fahrzeughochachse zu vermeiden. Wie sich schiefziehende Bremsen auf das Fahrverhalten auswirken, wird in den Arbeiten [5] und [6] beschrieben.

Definiert man als Maß für eine feste Bremskraftverteilung den Ausdruck

$$\Phi = \frac{F_H}{F_V + F_H} = \frac{F_H}{zG}, \tag{14}$$

kann man diese Verteilung mit Hilfe der linearen Beziehung

$$\frac{F_H}{G} = \frac{\Phi}{1 - \Phi} \cdot \frac{F_V}{G} \tag{15}$$

in das Tangentialkraftdiagramm eintragen. Bild 2 gibt dies für $\Phi = 0{,}28$ bei ansonsten gleichen Daten wie Bild 1 wieder. Die Gerade fester Bremskraftverteilung schneidet die Parabel idealer Bremskraftverteilung nur in einem Punkt. Nur bei einer bestimmten Abbremsung – in dem Beispiel z = 0,95 – liegt deshalb der Idealfall $f_V = f_H$ vor. Bei kleineren Abbremsungen ist jeweils der Vorderachsanteil B_V/G größer und der Hinterachsanteil kleiner als im Idealzustand

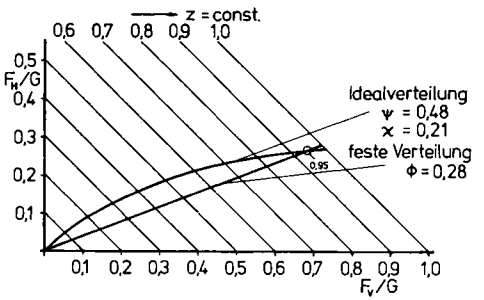


Bild 2. Tagentialkraft-Diagramm mit idealer und fester Bremskraftverteilung.

(z. B. z = 0,5 in Bild 2), bei größeren Abbremsungen ist es umgekehrt. Bis zu dem konstruktiv vorgegebenen Punkt idealer Bremskraftverteilung, dem sog. Auslegungspunkt, neigt demnach die Vorderachse zum Blockieren, danach die Hinterachse. Da das Blockieren der Vorderachse zwar die Lenkfähigkeit aufhebt, es dabei aber nicht zu unbeherrschbaren Schleudervorgängen wie beim Blockieren der Hinterachse kommen darf, muß nach der EG-Bremsrichtlinie [1] und der ECE-Regelung 13 für alle Beladungszustände f_V größer als f_H bei Abbremsungen von 0,15 – 0,8 sein[1]). Das bedeutet, wie man aus Gl. (4, 5 und 9) leicht ableiten kann, für die konstruktiv vorzusehende feste Bremskraftverteilung:

$$\Phi \leqq \psi - 0{,}8\,\chi. \tag{16}$$

Bei Fahrzeugen, die im Leerzustand – d. h. Leergewicht + Fahrer + halbe Tankfüllung – frontlastig sind, kann diese Forderung zu Schwierigkeiten führen. Die Beladung der Fahrzeuge bis zum zulässigem Gesamtgewicht hat dann eine so starke Rückwärtsverlagerung des Schwerpunktes zur Folge, daß von der festen zu einer abgeknickten Bremskraftverteilung übergegangen werden muß. Die konstruktiven Möglichkeiten dafür, auf die im Abschnitt 22 noch kurz eingegangen wird, lauten in der Reihenfolge des Bauaufwandes:

Bremskraftbegrenzer,
Bremskraftregler mit festem Umschaltpunkt,
Bremskraftregler mit variablem, d. h. lastabhängigem Umschaltpunkt.

Letztere Version ist in Bild 3 für ein Zahlenbeispiel dargestellt.

1) Weiterhin gilt nach diesen internationalen Vorschriften, daß für Haftbeiwerte k von 0,2 – 0,8 die erreichbare Abbremsung a 0,1 + 0,85 (k – 0,2) sein soll.

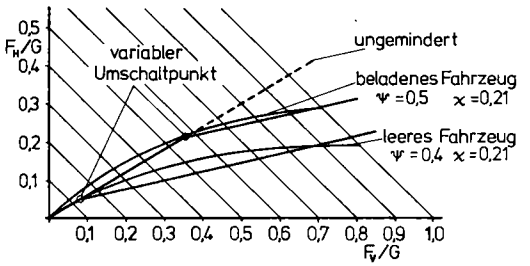


Bild 3. Wirkungsweise eines Bremskraftreglers im Tangentialkraft-Diagramm

Es soll nicht unerwähnt bleiben, daß neben der Parabel idealer Bremskraftverteilung noch folgende Einflußgrößen bei der praktischen Auslegung und Abstimmung der Bremsanlage berücksichtigt werden:

Bremsverhalten in Kurven (s. 214),
Motorbremsmoment [7],
Kraftschluß-Schlupf-Verhalten der Reifen [8]
und Reibwertschwankungen der Bremsbeläge [9].

Diese Einflußgrößen wirken sich normalerweise dahingehend aus, daß der Bremskraftanteil der Hinterachse noch weiter reduziert wird, als es von den gesetzlichen Anforderungen und der Idealverteilung her notwendig wäre.

212 Betätigungskräfte und ihre Verstärkung

Über die gesetzlichen Anforderungen hinaus werden Pkw-Bremsen normalerweise so ausgelegt, daß mit 300−350 N Fußkraft Abbremsungen von 0,85−0,95 (Verzögerungen von 8,5−9,5 m/s²) erzielt werden [10]. Dieses Kriterium wird gewählt, um unter Anbetracht der physischen Fähigkeiten einem möglichst großen Fahrerkollektiv die Erzeugung hoher Abbremsungen zu ermöglichen und um bei den viel häufiger vorkommenden kleinen Abbremsungen mit geringen, d. h. komfortablen Fußkräften auszukommen. Nach einer amerikanischen Untersuchung können 95% der weiblichen Fahrer Fußkräfte von 385 N aufbringen.

Um die Bremswirkung gut dosieren zu können, soll die Abbremsung proportional mit der Fußkraft anwachsen. Vernachlässigt man die Fußkraft, die bis zum Ansprechen der Bremse nötig ist, erhält man folgende Beziehung:

$$\begin{aligned} z &= k_P F_P \\ 0{,}85 &= k_P \cdot 300 \\ k_P &= 0{,}85/300 \approx 0{,}003. \end{aligned} \qquad (17)$$

Die Größe von k_P gibt an, welche Abbremsung man pro N Fußkraft erzielen möchte. Für die von der Bremsenkonstruktion hier mögliche Gesamtbremskraft je N Fußkraft hat sich die Bezeihnung Gesamt-Kraftübersetzung

$$i_F = \frac{F_V + F_H}{F_P} \tag{18}$$

eingebürgert.

Man kann sich die Größe i_F aus der Kraftübersetzung einer Bremsanlage ohne Bremskraftverstärker i_{F0} und aus dem Verstärkungsfaktor B einer Anlage mit Verstärker zusammengesetzt denken:

$$i_F = i_{F0}\, B. \tag{19}$$

Für i_{F0} können nach [10] folgende Durchschnittswerte angegeben werden:

Vierradscheibenbremsen $i_{F0} = 22$

Scheibenbremsen vorn/Trommelbremsen hinten $i_{F0} = 24$

Vierradtrommelbremsen $i_{F0} = 28$.

Aus Gl. (17−19) kann ein Ausdruck für den erforderlichen Verstärkungsfaktor abgeleitet werden:

$$B_{erf} = \frac{k_P\, G}{i_{F0}}. \tag{20}$$

Für ein Fahrzeug mit einer Gesamtmasse von 1500kg ergibt sich unter der Voraussetzung $k_p = 0{,}003$

bei Vierradscheibenbremsen ($i_{F0} = 22$) $B_{erf} = 2{,}0$

bei Vierradtrommelbremsen ($i_{F0} = 28$) $B_{erf} = 1{,}6$.

Der Verstärkungsfaktor darf nicht beliebig hoch gewählt werden, da bei Ausfall des Verstärkers (B = 1) nach der Beziehung

$$z = \frac{i_{F0}\, B\, F_P}{G}$$

zur Erzielung der gleichen Abbremsung die B-fache Fußkraft erforderlich ist.

Für B = 1 und $k_p = 0{,}003$ kann mit Gl. (20) auch errechnet werden, wie hoch die zulässige Gesamtmasse für Fahrzeuge ohne Bremskraftverstärker sein darf. Für Fahrzeuge mit Vierradtrommelbremsen ($i_{F0} = 28$) ergibt sich z. B. ein Wert von $m_{zul} = 933$kg.

Eine statistische Übersicht für die im Jahre 1974 in der Bundesrepublik zugelassenen Fahrzeuge hat ergeben, daß die durchschnittliche zulässige Gesamtmasse der Pkw ohne Bremskraftverstärker 1146kg

betrug. Bei diesen Fahrzeugen ist demnach mit kleineren k_P-Werten (höhere Fußkräfte, Komfortminderung) oder mit größeren Kraftübersetzungen i_{F0} (höhere Reibwertempfindlichkeit) gearbeitet worden.

213 Zweikreisaufteilung

Zweikreisbremsanlagen für Pkw sind z. Z. in der Bundesrepublik noch nicht vorgeschrieben. Da aber die Zweikreisaufteilung von anderen Ländern wie z. B. USA und Schweden bereits gefordert wird, die internationalen Regelungen und Richtlinien die Zweikreisigkeit vorsehen und die meisten Fahrzeughersteller vom Nutzen dieser Sicherheitsmaßnahme überzeugt sind, hat die Zweikreisbremse bereits weite Verbreitung gefunden. Betrachtet man die in Stückzahlen von mehr als 1000 im Jahre 1974 in der Bundesrepublik neu zugelassenen Pkw, so machen diese Fahrzeuge 83% der Gesamt-Zulassungszahl von 1,66 Millionen aus. Von diesen 83% waren wiederum 75% mit Zweikreisbremsen ausgerüstet.

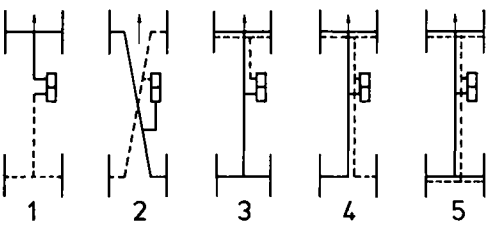


Bild 4. Mögliche Zweikreisaufteilung

Die möglichen und zum Teil auch praktisch ausgeführten Zweikreisaufteilungen zeigt Bild 4 [11]. Die Aufteilung 1 wird als „Schwarz-Weiß-Aufteilung" bezeichnet, da bei Ausfall eines Kreises entweder nur die Vorderachse oder nur die Hinterachse Bremskräfte erzeugt. Wegen des hohen Bremskraftverlustes bei Ausfall des Vorderachskreises eignet sich diese Aufteilung nur für Fahrzeuge mit relativ hohem Leerlastanteil auf der Hinterachse. Die schwedische Bremsenvorschrift F 17 fordert nämlich – in diesem Fall über die EG-Bremsenrichtlinie hinausgehend –, daß bei Ausfall eines Kreises mit 500 N Fußkraft noch eine Abbremsung von $z = 0{,}3$ erreicht werden soll. Aus Gl. (17), die man im Hinblick auf die Bremskraftanteile der beiden Achsen auch als

$$z = (1 - \Phi) k_P F_P + \Phi k_P F_P \tag{21}$$

schreiben kann, folgt damit bei Ausfall des Vorderachskreises:

$$\begin{aligned} z &= \Phi k_P F_P \\ \Phi \cdot 0{,}003 \cdot 500 &\geqq 0{,}3 \\ \Phi &\geqq 0{,}2. \end{aligned} \tag{22}$$

Aus Gl. (16) erhält man dann mit dem gebräuchlichen Wert von $\chi = 0{,}21$:

$$\begin{aligned} \psi - 0{,}8 \cdot 0{,}21 &\geqq 0{,}2 \\ \psi &\geqq 0{,}37. \end{aligned}$$

Unter den geschilderten Voraussetzungen darf demnach bei Wahl der Aufteilung 1 die statische Hinterachslast nicht weniger als 37% der gesamten Gewichtskraft betragen [10]. Da aber nach Gl. (22) die Fußkraft bei Ausfall des Vorderachskreises bei gleicher Abbremsung auf den $1/\Phi$-fachen Wert gegenüber der intakten Anlage ansteigen müßte, scheidet die Auslegung 1 für stark frontlastige, d. h. frontgetriebene Fahrzeuge aus. Hierfür hat sich die Auslegung 2 in Verbindung mit negativem Lenkrollhalbmesser durchgesetzt [12]. Auch die Aufteilung 3 nach Bild 4 eignet sich vor allem für frontgetriebene Fahrzeuge, während Aufteilung 4 bei Fahrzeugen in Standardbauweise Eingang gefunden hat. Die Aufteilung 5, bei der nach Ausfall eines Kreises an allen Rädern eine Restbremswirkung übrig bleibt, ist mit gewissen Abwandlungen bisher nur bei einem britischen Fahrzeug der Luxusklasse verwirklicht worden. Man darf auch nicht übersehen, daß der Bauaufwand mit den Aufteilungen 3, 4 und 5 gegenüber den Aufteilungen 1 und 2 anwächst. Mit der Anzahl der Bauteile wächst aber die Ausfallwahrscheinlichkeit [13], so daß man die Aufteilung 5 nicht unbedingt als Idealzustand ansehen muß.

Zur Problematik der Zweikreisbremse – insbesondere unter dem Aspekt des Bremskreisausfalls – liegen weitere praktische und theoretische Untersuchungen vor [14, 15].

214 Bremsen in der Kurve

Es wurde bereits angedeutet, daß die Bremskraftverteilung auch das Bremsen in der Kurve oder – anders ausgedrückt – gleichzeitiges Lenken und Bremsen berücksichtigen sollte. In den letzten Jahren hat sich die Erkenntnis durchgesetzt, daß die auf völlige Ausnutzung des Kraftschlußpotentials in Längsrichtung abgestimmte ideale Bremskraftverteilung nicht ganz so ideal ist, wenn während einer Kurvenfahrt gebremst werden muß. In diesen Fällen muß ein Kompromiß gefunden werden zwischen ausreichenden Bremskräften und den zur Kurshaltung erforderlichen Seitenkräften. Für Fahrzeuge mit automatischen Blockierverhinderern gibt es Vorschläge, das Bremsdruckniveau in

Abhängigkeit von Kurshaltungsgrößen wie z. B. dem Lenkeinschlag abzusenken [16]. Die richtige Abstimmung konventioneller Bremssysteme im Hinblick auf das Bremsen bei Kurvenfahrt befindet sich noch in der Diskussion. Über praktische und theoretische Untersuchungen auf diesem Gebiet – auch unter Einbeziehung von Bremskraftreglern und Bremskreisausfall – wird in den Arbeiten [17–26] berichtet.

22 Komponenten von Pkw-Bremsen

Aus der bereits erwähnten statistischen Übersicht, die mit 104 verschiedenen Pkw-Typen bzw. Bauvarianten 83% des Zulassungsjahrganges 1974 in der Bundesrepublik erfaßte, geht hervor, daß von diesen 104 Fahrzeugtypen 25 mit Vierradscheibenbremsen, 59 mit serienmässigen Scheibenbremsen an der Vorderachse und weitere 11 auf Wunsch mit Vorderachs-Scheibenbremsen ausgerüstet waren. Damit konnten insgesamt 95 von 104 Fahrzeugtypen mit Scheibenbremsen geliefert werden. Deshalb wird im folgenden ausschließlich auf Scheibenbremsen eingegangen und auf die Beschreibung von Trommelbremsen-Weiterentwicklungen verzichtet.

Die Bremsenstatistik hat außer den bereits erwähnten Ergebnissen noch folgende Angaben geliefert:

Von den 104 Fahrzeugtypen waren nur 18 (davon 10 mit Frontantrieb) mit Bremskraftbegrenzern bzw. Bremskraftreglern für die Hinterachse ausgerüstet. Bei nur 7 Fahrzeugtypen – alle mit Frontantrieb – wirkte die Feststellbremse auf die Vorderachse.

221 Scheibenbremsen

Höhere Ansprüche hinsichtlich Wartungsvereinfachung sowie Temperatur- und Reibwertunempfindlichkeit haben der Scheibenbremse zum Durchbruch verholfen. Wegen der in Minutenfrist zu wechselnden Beläge, der im kühlenden Luftstrom rotierenden Bremsscheibe und der axialen Zuspannung der Bremsbeläge hat sie sich trotz ihrer Nachteile wie

höherer Belagverschleiß,
höheres Druckniveau (etwa 150 bar bei Vollbremsungen),
und schlechtere Integrierbarkeit der Feststellbremse

gegenüber der Trommelbremse durchgesetzt.

Die Pkw-Scheibenbremse wird ausschließlich als Teilbelagbremse ausgeführt. Die Beläge befinden sich in dem zangenförmig um die Scheibe greifenden Bremssattel, der auch das Reaktionsmoment am Fahrzeug abstützt. Die Festsattelbremse, bei der auf jeder Seite der

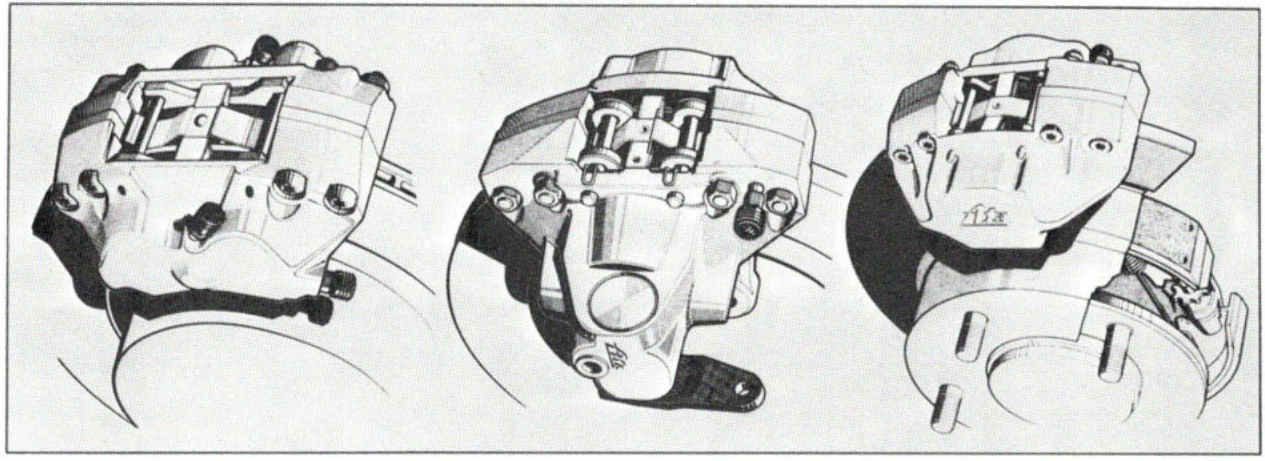


Bild 5. Festsattel-Scheibenbremsen (oben: Zweizylinder-Festsattel mit Servobremse im Scheibentopf als Handbremse; Mitte: Zweizylinder-Festsattel, kombiniert mit Handbremsvorrichtung; unten: Vierzylinder-Festsattel; aus [27])

Bremsscheibe mindestens ein Radbremszylinder wirkt, war lange Zeit dominierend. Hierfür waren nach einer Pressemitteilung der Alfred Teves GmbH folgende Gesichtspunkte maßgebend:

Beide Bremsbeläge werden beim Festsattel in der Nähe der umlaufenden Bremsscheibe an dem feststehenden Sattelgehäuse abgestützt. Die unmittelbare Abstützung der Bremsbeläge in der Nähe der Bremsscheibe an dem relativ massiven Sattelgehäuse verhindert den Aufbau von ungewollten Servokräften durch zusätzliche Momente um die Abstützpunkte bzw. durch Deformation der Abstützungen. Hierdurch wird die Voraussetzung zu einem Parallelverschleiß bzw. zu einem gleichmäßigen Verschleiß des inneren und äußeren Belages geschaffen. Die wirtschaftliche Ausnutzung des relativ teuren Belagmaterials ist somit gegeben.

Der definierte Kolbenrückzug durch die Dichtelemente (Rollback-Wirkung) läßt eine zuverlässige – bei den heute gebräuchlichen Reibbelag-Materialien erforderliche – Lüftspieleinstellung zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe zu.

Weitere hervortretende Merkmale, die dem Festsattel zu seiner heutigen Verbreitung verholfen haben, sind die hohe Korrosionsunempfindlichkeit, daß Fehlen von Klappergeräuschen bei ungebremster Fahrt bzw. Schlaggeräuschen beim Antreten der Bremse und der unkomplizierte Belagwechsel.

Bild 5 zeigt drei gebräuchliche Bauformen von Festsattelbremsen. Als ein Höhepunkt in der Entwicklung der Festsattelbremsen kann die in Bild 6 dargestellte Bremse des Porsche 911 in Rennversion angesehen werden. Der verrippte 4-Kolben-Bremssattel aus Leichtmetall

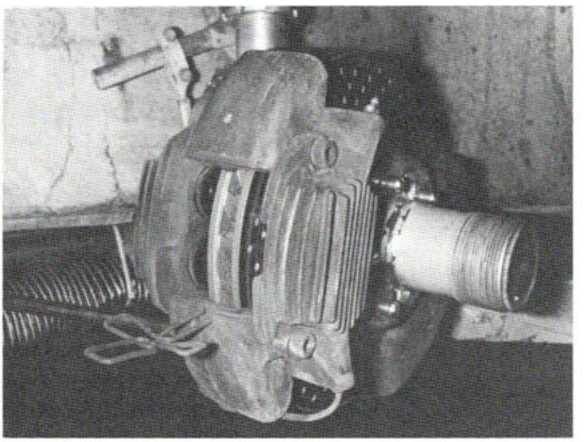


Bild 6. Hochleistungs-Festsattel-Scheibenbremse (Porsche-Werksfoto)

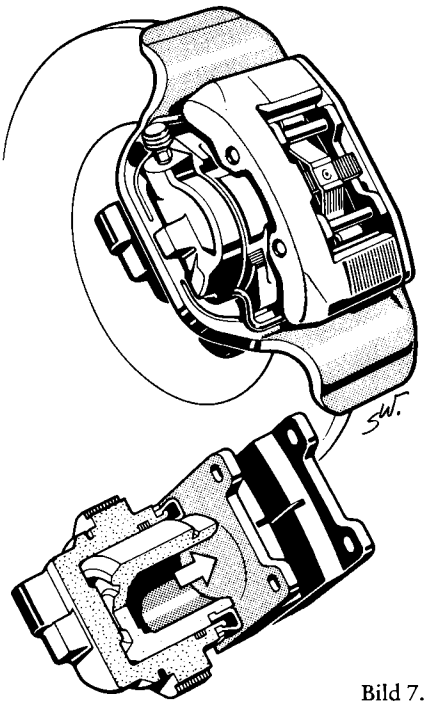


Bild 7. Schwimmsattel-Scheibenbremse

und die axial gebohrte, innenbelüftete Bremscheibe bieten folgende Vorteile: Temperaturerniedrigung, Gewichtsverringerung und Reibwerterhöhung. Die Bremsscheibe wird über einen separaten Schlauch und eine im Hintergrund erkennbare Zange zwangsbelüftet.

Neben die Festsattelbremse tritt in immer größerer Zahl die Schwimmsattelbremse (Bild 7). Bei ihr besteht der Sattel aus zwei Teilen: einem feststehenden, mit der Radaufhängung verschraubten Halter, der die Beläge aufnimmt und das Bremsmoment abstützt und einem schwimmenden, d. h. axial verschiebbaren Rahmen, der einen Bremszylinder trägt und bei Betätigung der Bremse die Spannkraft auf den dem Zylinder gegenüber angeordneten Belag überträgt. Es wurde erreicht, daß die Gleitführung zwischen Rahmen und Halter nicht durch das Bremsmoment belastet wird. Die Verschiebekraft des schwimmenden Teils ist klein und unabhängig vom Betätigungsdruck, läßt also auch während des Bremsvorganges eine ungehinderte Bewegung zwischen Halter und Rahmen zu. Dies ist Vorraussetzung für gleichmäßigen Belagverschleiß und einwandfreie Lüftspieleinstellung.

Die Schwimmsattelbremse hat in bezug auf die Festsattelausführung folgende Vorteile:

- einfacher und preisgünstiger Aufbau unter Verwendung von Preßteilen; keine hochfeste Schraubenverbindung erforderlich,
- thermisch höher belastbar, da nur eine Kolbenfläche,
- verringerter Raumbedarf, dadurch negativer Lenkrollradius möglich,
- geringere ungefederte Massen,
- verbesserte Wirkung der Feststellbremse, da über nur eine Pleuelbetätigung im Radzylinder beide Beläge angelegt werden; Feststellbremse wird automatisch nachgestellt.

Ähnlich einfach wie die Schwimmsattelbremse ist die Schwenksattelbremse aufgebaut. Wie der Name besagt, ist bei dieser Bauart der Sattel um eine parallel zur Bremsscheibe verlaufende Achse schwenkbar angeordnet. Bild 8 zeigt den Schwenksattel einer Motorradscheibenbremse. Wegen der Schwenkbewegung des Sattels müssen die Beläge im Neuzustand keilförmig ausgebildet sein.

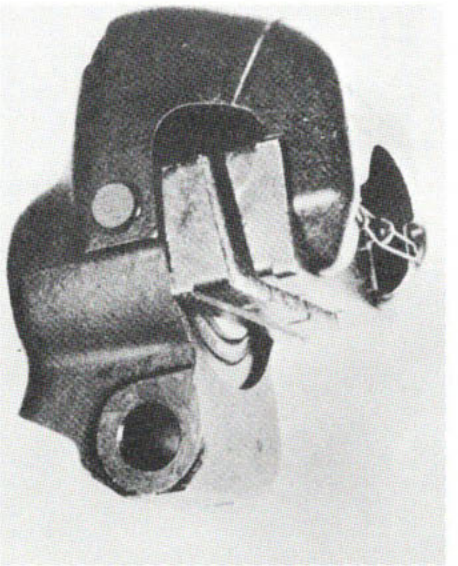


Bild 8. Schwenksattel-Scheibenbremse (aus [27])

Weitere Angaben über Scheibenbremsen können den Veröffentlichungen [27–30] entnommen werden. Die mit der Herstellung und Prüfung von Scheibenbremsbelägen zusammenhängenden Fragen werden in den Arbeiten [31–33] abgehandelt.

222 Hauptzylinder und Bremskraftverstärker

Für einkreisige Muskelkraftbremsanlagen wurde der sog. Stufen-Hauptzylinder entwickelt (Bild 9). Man erreichte dadurch, daß zum Anlegen der Radzylinder nur ein kleiner Pedalweg benötigt wird, zum Anpressen der Beläge und damit zur Überwindung der in der Bremsanlage vorhandenen Elastizität aber noch ein relativ großer Weg zur Verfügung steht. Die dadurch möglich gewordenen großen Pedalübersetzungen erweitern den Einsatzbereich der reinen Muskelkraftbremse. Die Wirkung des Stufen-Hauptzylinders beruht darauf, daß in der Füllstufe ein größerer Kolben als in der eigentlichen Druck-

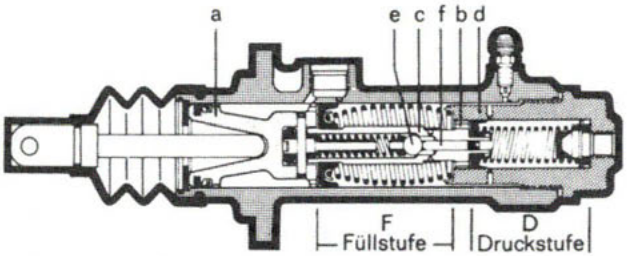


Bild 9. Stufen-Hauptzylinder (aus [27])

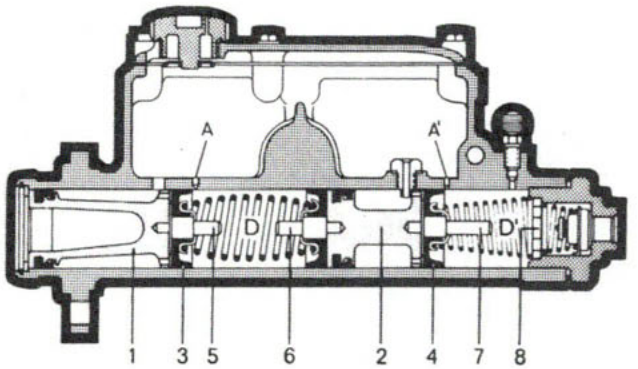


Bild 10. Tandem-Hauptzylinder (aus [27])

stufe eingesetzt wird (a u. c in Bild 9). Eine nähere Erläuterung findet sich in [27].

Die verbreitetste Hauptzylinder-Bauart für zweikreisige Muskelkraft- und Hilfskraftanlagen ist der Tandem-Hauptzylinder (Bild 10). Es handelt sich dabei um die Zusammenfassung von zwei hintereinander geschalteten Hauptzylindern in einem Gehäuse. Die Funktion des Tandem-Hauptzylinders wird in [27] folgendermaßen beschrieben:

Betätigt man den Druckstangen-Kolben (1) in Richtung des Zwischen-Kolbens (2), wird zunächst von der Primärmanschette (3) die Ausgleichbohrung (A) überfahren und Druckraum (D) geschlossen; die Bremsflüssigkeit steht unter dem ihr übermittelten Überdruck. Da eine unter Überdruck gesetzte Flüssigkeit diesen nach allen Seiten gleichmäßig weitergibt, erhält der Druckraum (D′) über den Zwischenkolben (2) und nach Überfahren der Ausgleichbohrung (A′) durch die Primärmanschette (4) die gleichen Überdruckverhältnisse. In beiden Druckräumen herrscht nahezu gleich hoher hydraulischer Überdruck.

Sollte beispielsweise bei Ausfall eines Bremskreises im Druckstangen-Kolben-Bremskreis eine Leckstelle auftreten, so kann sich beim Niedertreten des Bremspedals im Druckraum (D) kein Überdruck bilden, da die Bremsflüssigkeit durch die Leckstelle entweicht. In diesem Fall trifft der Zapfen (5) auf den Zapfen (6) und überträgt die Pedalkraft mechanisch über den Zwischen-Kolben (2) auf die Druckkammer (D′). Der angeschlossene Zwischen-Kolben-Bremskreis bleibt wirksam. Sollte im Zwischen-Kolben-Bremskreis eine Leckstelle auftreten, kann im Druckraum (D′) kein Überdruck entstehen. Der Zwischen-Kolben (2) bewegt sich widerstandslos nach vorn, bis der Zapfen (7) an die Platte (8) stößt. Der Druckstangen-Kolben-Bremskreis bleibt somit wirksam.

Eine Kombination von Stufen- und Tandem-Hauptzylinder mit dem Ziel besserer Pedalwegaufteilung wird in [34] beschrieben. Man darf diese Bauart hingegen nicht mit dem üblichen Stufen-Tandem-Hauptzylinder (Bild 11) verwechseln, der in gleicher Weise wie ein Tandem-Zylinder arbeitet. Der Unterschied besteht darin, daß beim Stufen-

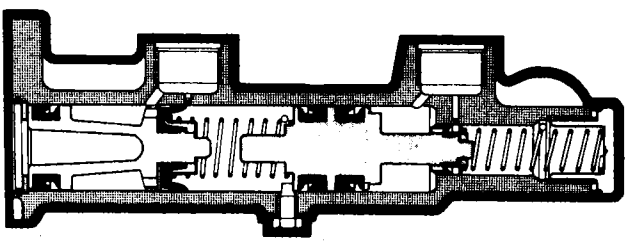


Bild 11. Stufen-Tandem-Hauptzylinder (aus [27])

Tandem-Hauptzylinder der Zwischen-Kolben einen kleineren Durchmesser als der Druckstangen-Kolben hat. Die Differenzierung der Kolbendurchmesser wurde notwendig, um in Einzelfällen für die an der Vorderachse eingebaute Scheibenbremse den gegenüber der Trommelbremse erforderlichen höheren Leitungsdruck zu erreichen. Eine andere Version des Stufen-Tandem-Hauptzylinders arbeitet bei intakter Bremse mit gleichen Drücken in beiden Bremskreisen, ermöglicht aber eine Druckverdoppelung im intakten Bremskreis bei Ausfall des anderen Kreises [35].

Bei den Bremskraftverstärkern, die besser als Pedal- oder Fußkraftverstärker bezeichnet würden, dominieren die aus der Ansaugleitung des Motors versorgten Vakuumverstärker, da sie keine separate Energiequelle benötigen. Bei Dieselmotoren sieht man allerdings häufig eine spezielle Vakuumpumpe vor.

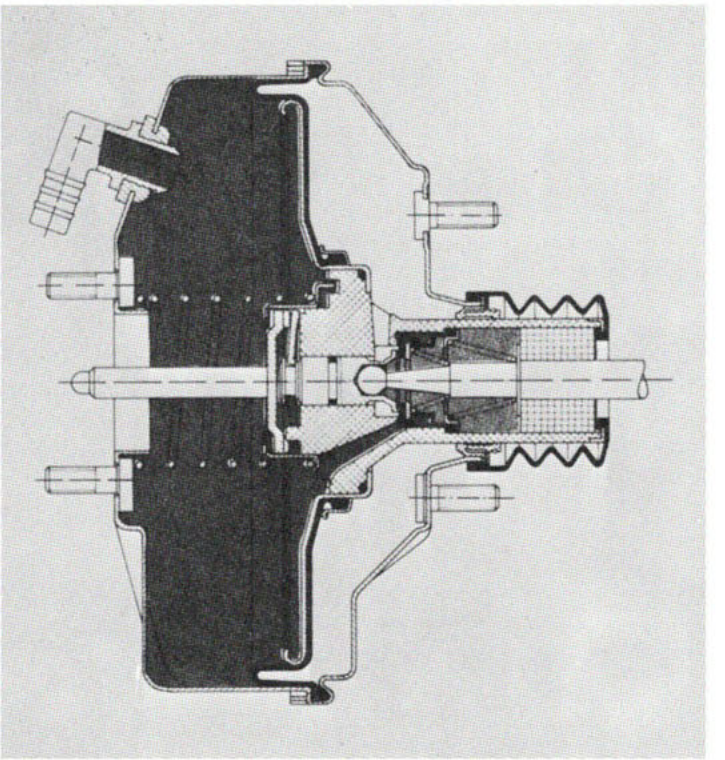


Bild 12. Unterdruck-Bremskraftverstärker in Teilbremsstellung (aus [27])

Als Beispiel für einen kompakten, zwischen Bremspedal und Hauptbremszylinder liegenden Vakuumverstärker kann Bild 12 gelten. Auf der rechten Seite wird die mechanisch übersetzte Pedalkraft eingeleitet, während auf der linken Seite die Flanschverbindung zum Hauptzylinder zu erkennen ist.

Die im Bild dargestellte Teilbremsstellung ist dadurch gekennzeichnet, daß links vom Arbeitskolben voller Unterdruck, rechts dagegen geringerer Unterdruck herrscht. Die Druckdifferenz ist ein Maß für die Verstärkungswirkung. Bei Vollbremsstellung ist rechts vom Arbeitskolben atmosphärischer Druck vorhanden. Die maximale Druckdifferenz beträgt dann etwa 0,8 bar. Eine weitere Erhöhung der Betätigungskraft für den Hauptzylinder ist nur durch Erhöhung der Fußkraft möglich. Bei plötzlichem Motorstillstand steht im Verstärker ein geringer Unterdruckvorrat zur Verfügung, der aber bei mehreren Folgebremsungen rasch erschöpft ist.

Hydraulische Bremskraftverstärker gewinnen für solche Fahrzeuge an Bedeutung, bei denen hydraulische Hilfsenergie auch für andere Anwendungen eingesetzt wird (Blockierverhinderer, Lenkung, Niveauregelung). Als Endstation strebt man für solche Fahrzeuge die sog. Zentralhydraulik mit einer Hilfsenergiequelle an.

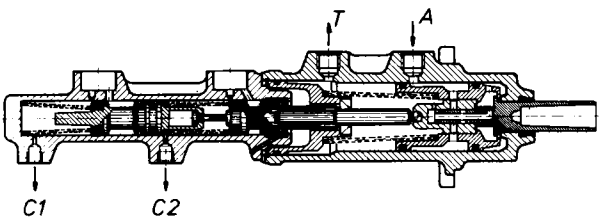


Bild 13. Hydraulischer Bremskraftverstärker mit angeflanschtem Tandem-Hauptzylinder (aus [10])

Bild 13 zeigt den Längsschnitt durch einen in ein Umlaufsystem eingefügten Hydraulikverstärker, der mit einem üblichen „hydrostatischen" Tandem-Hauptzylinder gekoppelt ist. Die Lenkungspumpe fördert über einen Hydrospeicher in den Anschluß A, während T den Anschluß zum Rückströmbehälter bezeichnet. Dieser Verstärker eignet sich für Betriebsdrücke bis 100 bar., d. h. für sog. Mitteldruckanlagen. Man betreibt diese Anlagen oft mit zwei Betriebsflüssigkeiten, nämlich Mineralöl im Verstärkerteil und normale Bremsflüssigkeit auf Glykolbasis in der Bremsanlage.

Für Hochdruckanlagen, d. h. für Betriebsdrücke bis 200 bar, und für die Verwendung nur einer Betriebsflüssigkeit („monofluidisches System") ist der in Bild 14 gezeigte Verstärker gedacht. Im oberen

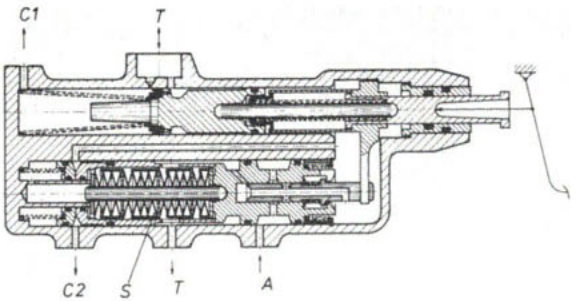


Bild 14. Hochdruck-Hydraulik-Bremskraftverstärker für monofluidisches Zentralhydraulik-System (aus [10])

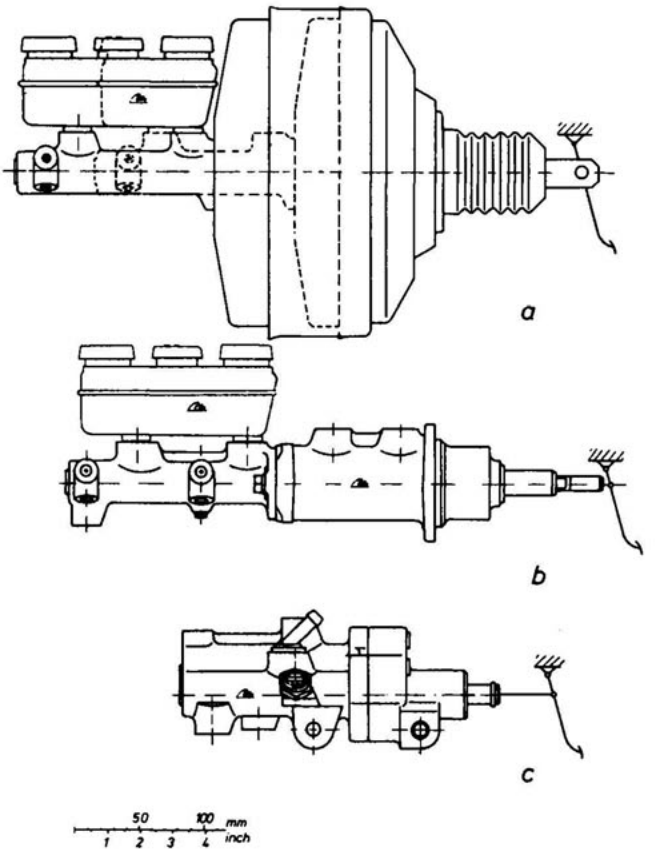


Bild 15. Größenvergleich von Bremskraftverstärkern (a Vakuumverstärker mit Tandem-Hauptzylinder, b Mitteldruck-Hydraulikverstärker mit Tandem-Hauptzylinder, c Hochdruck-Hydraulikverstärker; aus [10])

Bildteil ist der integrierte Einkreis-Hauptzylinder zu erkennen, der auch mechanisch betätigt werden kann. Bei intakter Fremdenergieversorgung wird jedoch der Hauptzylinder über den Anschluß A und ein Druckregelventil hydraulisch betätigt (Fremdkraftbremse). Der gleiche Druck wird ohne mechanische Umsetzung in den zweiten Bremskreis gespeist (Anschluß (2)).

Mit S ist der sog. Wegsimulator bezeichnet, der bei intakter Energieversorgung den gewohnten Pedalweg ermöglicht.

Bei Verwendung einer einzigen Zentralhydraulik-Flüssigkeit muß diese auch die üblichen Bremsflüssigkeits-Spezifikationen hinsichtlich Stockpunkt, Siedepunkt und Viskositätsverlauf erfüllen (z. B. SAE J1703). Dies scheint aber keine unüberwindlichen Hindernisse aufzuwerfen, da man sowieso bemüht ist, die herkömmliche Bremsflüssigkeit wegen ihrer hygroskopischen Eigenschaften durch andere Medien wie z. B. Silikone abzulösen [36, 37].

Als Hauptvorteile hydraulischer Verstärker müssen ihre Kompaktheit (Einbauverhältnisse, Gewicht) und die Möglichkeit zur Verwendung beliebig großer Energiespeicher außerhalb des eigentlichen Verstärkers gelten. Bild 15 zeigt die drei in diesem Beitrag besprochenen Verstärker im Größenvergleich.

Ausführliche Angaben zu Hydraulik-Bremskraftverstärkern finden sich in den Arbeiten [10 und 38–40].

223 Bremskraftregler

In 211 wurde bereits darauf hingewiesen, daß vor allem bei Fahrzeugen mit stark veränderlichen Lastanteilen der Hinterachse statt der festen Bremskraftverteilung eine geknickte Bremskraftverteilung vorgesehen wird. Konstruktiv erreicht man dies, indem man den Bremsleitungsdruck der Hinterachse auf einen bestimmten Wert begrenzt oder von einem fest einstellbaren bzw. achslastabhängig veränderlichen Umschaltpunkt an in einem bestimmten Verhältnis zum Vorderachsdruck mindert. Die Druckminderer werden oft als Bremskraftregler bezeichnet, obwohl bei ihnen der für einen Regler charakteristischen Soll-Ist-Vergleich der Bremskraft fehlt.

Für Fahrzeuge mit Diagonal-Bremsaufteilung (Aufteilung 2 in Bild 4) sind sog. Tandemregler geschaffen worden. Sie zeichnen sich dadurch aus, daß nur ein Aggregat für beide Hinterräder vorhanden ist, bei Bremskreisausfall aber das im intakten Kreis liegende Hinterrad abgebremst werden kann.

Bei Fahrzeugen mit achsweiser Bremsaufteilung (Aufteilung 1 in Bild 24) kann man durch einen Bremskraftregler mit „Bypass" dafür sorgen, daß bei Ausfall des Vorderachsbremskreises der ungeminderte Bremsdruck zu den Hinterrädern gelangt und dadurch die volle Rest-

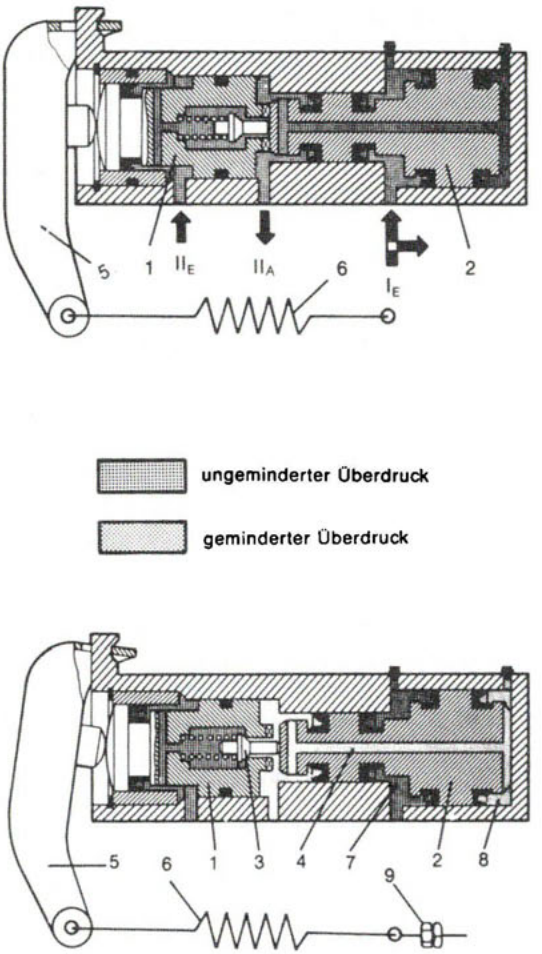


Bild 16. Lastabhängiger Bremskraftregler mit „Bypass" (oben: vor Umschaltpunkt, unten: nach Umschaltpunkt; aus [27])

bremswirkung erhalten bleibt. Am Beispiel eines lastabhängigen Reglers soll die Bypass-Wirkung im folgenden beschrieben werden.

Im oberen Teil des Bildes 16 ist der Regler in Ruhestellung wiedergegeben. Der Pfeil I_E bezeichnet den Eingang für den vom Tandem-Hauptzylinder erzeugten Vorderachs-Bremsdruck, II_E die entsprechende Verbindung des Hinterachs-Bremskreises. Der Pfeil II_A steht für den Anschluß zu den Hinterachsbremsen. Die Zugfeder 6 wirkt über den Hebel 5 auf den Kolben 1. Dieser stützt sich wiederum über

Kolben 2 an der rechten Reglerwand ab. Auf diese Weise bleibt das im Inneren von Kolben 1 erkennbare Tellerventil 3 geöffnet. Die Vorspannung der Feder 6 ist über einen am Punkt 9 angreifenden Hebel einstellbar. Außerdem erhöht sich die Federkraft mit wachsender Hinterachslast.

Bei Druckerhöhung (unterer Teil des Bildes 16) schiebt sich der Kolben 1 gegen den Hebel 5. Die im Vorderachskreis gleichzeitig erfolgende Druckerhöhung bewirkt, daß der Kolben 2 nach rechts gegen den Zylinderboden gedrückt bleibt. Je nach Beladungszustand und damit veränderter Spannkraft der Zugfeder 6 stellt sich der Umschaltdruck des Bremskraftverteilers ein, wenn das Ventil 3 geschlossen ist. Die Druckminderung von II_E nach II_A ergibt sich dann aus der Differenz beider Kolbenflächen von Kolben 1.

Bei Ausfall des Vorderachskreises wird der Raum 7 drucklos. Der im Hinterachskreis aufgebaute Überdruck wirkt durch den Kanal 4 im Raum 8 gegen den Kolben 2. Dieser wird nach links verschoben und hält das Kegelventil 3 ständig offen. Es kann keine Druckminderung erfolgen und die Hinterachsbremsen erhalten den vollen vom Tandem-Hauptzylinder erzeugten Überdruck.

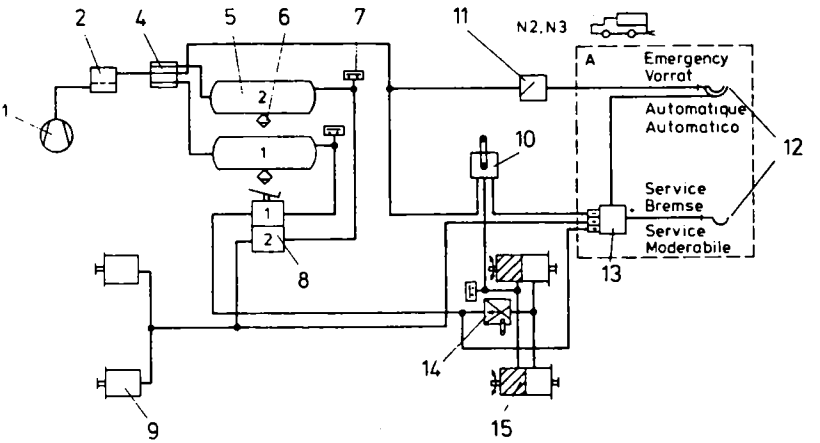
3 Bremsanlagen für schwere Nutzfahrzeuge

Schwere Nutzfahrzeuge besitzen im allgemeinen Fremdkraftbremsanlagen, bei denen Druckluft zur Energiespeicherung und zur Betätigung der Bremsen von Zugfahrzeug und Anhänger dient [41–52]. Wegen des geringeren Platzbedarfs hydraulischer Bremszylinder kann es dabei vorteilhaft sein, die Radbremsen selbst hydraulisch zu betätigen. Man bezeichnet dies als kombinierte Bremsanlage. Für die Druckluftbremsanlagen ergeben sich nach Einführung der RREG wesentliche Änderungen, die in ähnlicher Weise auch für die kombinierten Anlagen gelten.

31 Schema einer Druckluftbremsanlage

Ein Schema einer Druckluftbremsanlage für Lkw und Sattelzugmaschinen zeigt Bild 17. Es handelt sich um eine Zweileitungs-Bremsanlage, d. h. der Anhänger ist über eine Vorratsleitung und eine Bremsleitung (12) mit der Bremse des Zugfahrzeugs verbunden.

Im Verdichter (1) wird die über ein Filter angesaugte Luft verdichtet. Von dort gelangt die Druckluft zum Druckregler (2). Um bei Winterbetrieb ein Frieren des eventuell ausgefallenen Wassers und damit eine Störung der Anlage zu verhindern, befindet sich zwischen Verdichter und Druckregler in der Regel eine Frostschutzpumpe für die



1 Verdichter, 2 Druckregler, 4 Dreikreis-Schutzventil, 5 Luftbehälter, 6 Entwässerungsventil, 7 Druckschalter, 8 Motorwagen-Bremsventil, 9 Radzylinder, 10 Handbremsventil, 11 Überströmventil, 12 Vorrats- und Bremsleitung, 13 Anhänger-Steuerventil, 14 ALB-Regler, 15 Kombinierter Federspeicher-Membranzylinder

Bild 17. Schema einer Zweileitungs-Bremsanlage für Motorwagen und Sattelzugmaschinen

meist automatische Zugabe eines Frostschutzmittels. Bei Erreichen des höchsten vorgesehenen Druckes in der Anlage schaltet der Druckregler ab und läßt den Verdichter ins Freie fördern, und zwar solange, bis durch Betätigung der Bremsen oder durch Undichtigkeiten der Einschaltdruck des Druckreglers in der Bremsanlage wieder unterschritten wird. Zur Reinigung der Druckluft von etwaigen Öl- oder Ölkohle-Bestandteilen aus dem Verdichter ist dem Druckregler noch ein Filter vorgeschaltet. Weiterhin kann hier Druckluft zur Füllung der Reifen entnommen werden.

Über das Mehrkreisschutzventil (4), das hier als Dreikreisschutzventil gezeichnet ist, wird die Anlage in drei voneinander unabhängige Kreise geteilt, nämlich Vorderachse, Hinterachse und Anhänger mit Hilfs- und Feststellbremse. Ein vierter Kreis kann für die Nebenverbraucher vorgesehen sein. Das Mehrkreisschutzventil hat die Aufgabe, bei Undichtigkeiten in einem Kreis z. B. durch Leitungsbruch den gesicherten Druck, der kleiner ist als der übliche Betriebsdruck, in den anderen Kreisen zu gewährleisten.

Der Bremskreis für die Vorderachse geht von dem Mehrkreisschutzventil über einen Luftbehälter (5), dem ein Entwässerungsventil (6) angeschlossen ist, zu dem zweikreisigen Motorwagen-Bremsventil (8). Über den Druckschalter (7) kann der Fahrer den Druck

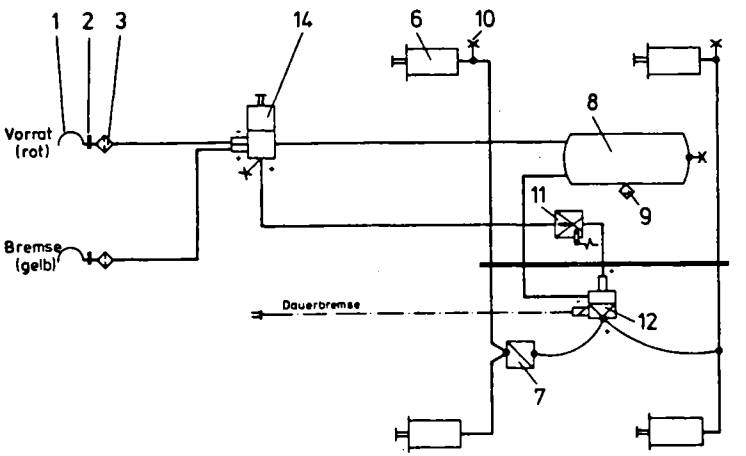
im Behälter kontrollieren. Hinter dem Motorwagen-Bremsventil verzweigt die Leitung einmal zu den Radzylindern der Vorderachse (9) und zum anderen zum Anhänger-Steuerventil (13).

Der zweite Kreis führt von einem zweiten Luftbehälter über das Motorwagen-Bremsventil (8) zur Hinterachse. Dort verzweigt er einmal über den lastabhängigen Bremskraftregler (14) zu den doppelt wirkenden Radzylindern (15) der Hinterachse und zum anderen wiederum zum Anhänger-Steuerventil (13).

Ein dritter Bremskreis verzweigt einmal über ein Überströmventil (11), das zum schnelleren Druckaufbau in den Behältern erst oberhalb eines bestimmten Druckes öffnet, zur Vorratsleitung und zum anderen zum Handbremsventil (10). Vom Handbremsventil geht eine Leitung zum Federspeicherteil der doppelt wirkenden Radbremszylinder (15) an der Hinterachse. Eine zweite Leitung führt vom Handbremsventil zum Anhänger-Steuerventil (13).

Bei einer Betätigung des Motorwagen-Bremsventils erfolgt Druckaufbau in den beiden Kreisen für Vorder- und Hinterachse. Der Druckaufbau im ersten Kreis bewirkt über das Anhänger-Steuerventil, daß Druckluft aus der Vorratsleitung in die von dort abgehende Bremsleitung zur Steuerung der Anhängerbremsen strömt. Bei Ausfall des ersten Kreises wird dies durch den Druckaufbau im zweiten Kreis bewirkt.

Die Betätigung des Handbremsventils bewirkt einen Druckabbau in den von dort ausgehenden Leitungen. In dem Federspeicherteil der



1 Kupplungskopf, 2 Bezeichnungsschild, (Vorrat, Bremse) 3 Leitungsfilter, 6 Radzylinder, 7 Regelventil, 8 Luftbehälter, 9 Entwässerungsventil, 10 Prüfanschluß, 11 ALB-Regler, 12 Magnet-Relaisventil

Bild 18. Schema einer Zweileitungs-Bremsanlage für Sattelanhänger

Radzylinder an der Hinterachse wird dadurch die Federkraft zur Betätigung der Bremsen freigegeben. Der Druckabbau in der entsprechenden Leitung zum Anhängersteuerventil bewirkt dort einen Druckaufbau in der Bremsleitung zum Anhänger.

Bild 18 zeigt beispielhaft das entsprechende Schema für die Druckluftbremsanlage eines Sattelanhängers. Die Vorratsleitung führt über das Anhänger-Bremsventil (14) zum Luftbehälter (8) des Anhängers. Druckaufbau in der Bremsleitung zum Anhänger bewirkt über das Anhänger-Bremsventil, daß Druckluft aus dem Behälter über den lastabhängigen Bremskraftregler (11) zu dem Relaisventil (12) strömt. Das Relaisventil dient zur schnelleren Be- und Entlüftung der Anhängerbremsen, indem es die Radzylinder (6) über kürzere Leitungen direkt mit dem Luftbehälter verbindet. Bei Einschaltung der Dauerbremsung wird es elektrisch angesteuert. Das Regelventil (7) mindert nur bei Teilbremsungen den Druck an der vorderen Achse und sorgt damit für eine gleichmäßigere Abnutzung der Bremsen beider Achsen.

Beim Abreißen des Anhängers vom Zugfahrzeug reißt auch die Vorratsleitung. Ein Druckabbau in dieser Leitung bewirkt über das Anhänger-Bremsventil Druckaufbau in den Leitungen zu den Radzylindern des Anhängers und damit die sofortige Abbremsung. Wird nur die Bremsleitung zum Anhänger unterbrochen, so strömt bei einer Betätigung des Motorwagen-Bremsventils über das Anhänger-Steuerventil Druckluft aus der Vorratsleitung über die Unterbrechung der Bremsleitung ins Freie. Der dadurch bedingte Druckabbau in der Vorratsleitung ermöglicht über das Anhänger-Bremsventil ein Abbremsen des Anhängers.

32 Druck- und Zeitverhalten

Um den sicheren Betrieb eines Zugfahrzeuges mit Anhängern verschiedener Hersteller zu ermöglichen, ist es notwendig, die Abhängigkeit von Druckhöhe und Abbremsung und den zeitlichen Aufbau dieser Größen für die einzelnen Fahrzeuge festzulegen. Die RREG tut dies in Form von sog. Toleranzbändern, welche die Bereiche für den Druck am Kupplungskopf der Bremsleitung in Abhängigkeit von der Abbremsung von Zugfahrzeug und Anhänger vorschreiben. Dabei ist ein Höchstdruck in der Vorratsleitung zwischen 6,5 und 8,0 bar und in der Bremsleitung zwischen 6,0 und 7,5 bar vorgesehen. Bild 19 zeigt die Toleranzbänder für Lastkrafwagen und Anhänger. Für Sattelzüge gelten andere Bänder. Bei gleicher Beladung gilt für Zugfahrzeug und Anhänger das gleiche Abbremsungsband über dem Bremsleitungsdruck. Dadurch wird gewährleistet, daß die Deichselkräfte zwischen den beiden Fahrzeugen gering bleiben. Größere Deichselkräfte ergeben sich, wenn beide Fahrzeuge unterschiedlich

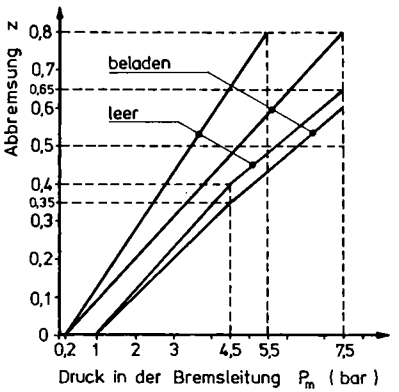


Bild 19. Toleranzband nach der RREG für die Abbremsung über dem Druck in der Bremsleitung zum Anhänger, gültig für LKW und Anhänger

beladen sind, da in diesem Fall bei gleichem Druck im leeren Fahrzeug 25% – 60% höhere Abbremsungen möglich sind. Um dennoch übermäßig große Deichselkräfte auszuschließen, ist die Abbremsung des leeren Fahrzeugs bei Bremsleitungsdrücken oberhalb 5,5 bar auf 80% begrenzt. Die Einhaltung dieser Toleranzbänder bei unterschiedlicher Beladung und die Vorschriften über die Lage der sog. Reibungskurven – neben den Maximalwerten für den ausgenutzten Kraftschluß ist für Nutzfahrzeuge in der Regel vorgeschrieben, daß bei Abbremsungen zwischen 0,15 und 0,3 die Reibungskurve der Vorderachse über der der Hinterachse liegt – erfordern in den meisten Fällen automatisch lastabhängige Bremskraftregler (ALB), [55 – 63].

Darüberhinaus begrenzen die Toleranzbänder auch die mögliche Druckvoreilung in der Bremsleitung zum Anhänger gegenüber dem Bremsdruck beim Zugfahrzeug. Geht man von einem Anlegedruck der Radbremsen von 0,7 bar aus, bei dem die Abbremsung des Zugfahrzeugs beginnt, so darf entsprechend den Fußpunkten der Toleranzbänder der Druck in der Bremsleitung nicht mehr als 0,3 – 0,5 bar höher sein. Um ein gutes Ansprechen der Bremsen im Zugbetrieb zu erreichen, ist daher im allgemeinen im Anhänger eine Druckvoreilung des Radbremsdruckes gegenüber dem Druck in der Bremsleitung zum Anhänger notwendig, die im Anhänger-Bremsventil oder in einem Relaisventil bewirkt werden kann. Den Druckverlauf für ein entsprechendes Anhänger-Bremsventil zeigt Bild 20.

Um beim Bremsbeginn den Stoß durch einen zunächst auflaufenden Anhänger so gering wie möglich zu halten, darf nach der RREG die Zeit bis zum Erreichen eines Druckes am Kupplungskopf der Bremsleitung, der 75% des asymtotischen Endwertes entspricht, nicht größer

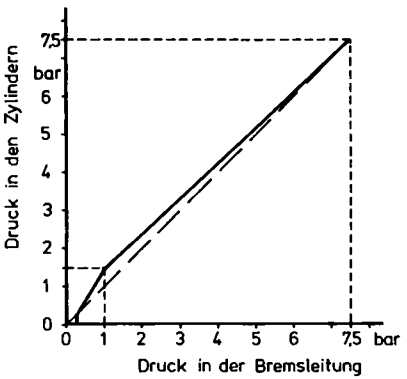


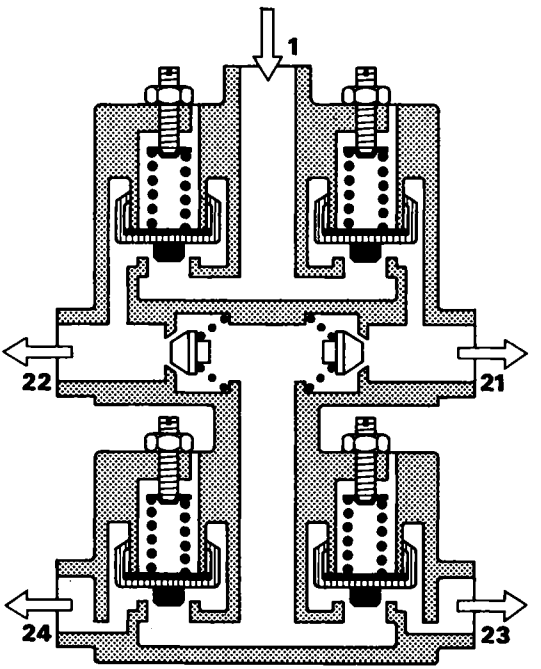
Bild 20. Kennlinie eines Westinghouse-Anhänger-Bremsventils mit einstellbarer Druckvoreilung

als 0,4s sein. Das gilt für eine Betätigungsdauer (ATH, Bd. 2, S. 65) von 0,2s [53, 54]. Zum Fahrverhalten von gebremsten Nutzfahrzeugen sind in letzter Zeit verschiedene Untersuchungen bekannt geworden [87–95].

33 Einzelheiten der Bremsanlagen

Die Größe der Verdichter wird dadurch bestimmt, daß in den Luftbehältern 65% des Abschaltdruckes nach 3 Minuten erreicht sein müssen. Bei Zugfahrzeugen erhöht sich diese Zeit auf 6 Minuten, wobei der Anhänger durch ein entsprechendes Zusatzvolumen berücksichtigt wird. Das Ansaugvolumen dieser ein- oder zweizylindrigen Kolbenverdichter beträgt 300–800 l/min bei Drehzahlen von 2000 bis 3000 U/min. Die notwendige Leistung bei dem möglichen Gegendruck beträgt 1–4 kW und sinkt auf etwa 50% dieses Wertes bei Förderung ins Freie.

Bild 21 zeigt ein Vierkreisschutzventil. Vom Druckregler strömt die Druckluft durch den Anschluß (1) über die federbelasteten Überströmventile in die vier Kreise (21–24). Bei intakter Anlage ist der Druck vor und hinter den Überströmventilen gleich und die Ventile sind geöffnet. Bei Ausfall eines Kreises sinkt der Druck in allen Kreisen zunächst auf den Schließdruck des ausgefallenen Kreises und der Druck dort sinkt auf 0 ab. Da an diesem Ventil jetzt kein Gegendruck mehr vorhanden ist, wird ein höherer Druck zum erneuten Öffnen dieses Ventils benötigt. Dieser Öffnungsdruck ist dann der Höchstdruck, der in den intakten Kreisen nach dem Ausfall eines Kreises auftreten kann.



1 vom Druckregler, 21 und 22 zum ersten und zweiten Bremskreis, 23 zu Anhänger und Hilfs- und Feststellbremse, 24 Nebenverbraucher

Bild 21. Bosch-Vierkreisschutzventil

Die Größe der Luftbehälter ist nach RREG dadurch festgelegt, daß nach 8 Vollbremsungen mit der Betriebsbremse noch die Hilfsbremswirkung, die etwa die Hälfte der vorgeschriebenen Betriebsbremswirkung ist, erreicht werden muß. Damit ergibt sich ein Behältervolumen, das bei Kraftfahrzeugen etwa 12–15 mal und bei Anhängern etwa 8–10 mal so groß ist wie das gesamte Bremszylindervolumen bei Nennhub.

Bild 22 zeigt ein Motorwagen-Bremsventil für eine zweikreisige Bremsanlage. Seine Aufgabe ist es, die Druckluft aus den Luftbehältern der beiden Kreise über die Anschlüsse V1 und V2 abgestuft in die Leitungen zu den Bremsen beider Kreise Z1 und Z2 zu führen und ein Entlüften dieser Leitungen zu ermöglichen. Dargestellt ist die Ventilstellung, bei der die Anschlüsse Z1 und Z2 über die Auslässe (14 und 8) und das Entlüftungsventil (7) entlüftet werden. Durch Heruntertreten der Trittplatte (16) wird der Abstufungskolben (1) nach unten bewegt und schließt den Auslaß (14). Weiteres Heruntertreten öffnet

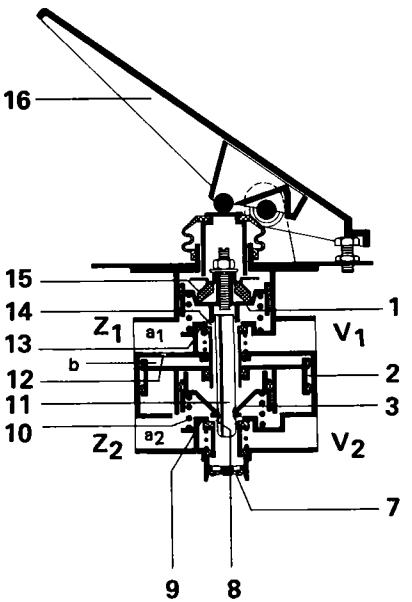


Bild 22. Westinghouse-Motorwagen-Bremsventil für Zweikreis-Bremsanlagen

V1 vom Luftbehälter Kreis 1, Z1 zu den Radzylindern Kreis 1,
V2 vom Luftbehälter Kreis 2, Z2 zu den Radzylindern Kreis 2

den Einlaß (13) und läßt Druckluft von V1 nach Z1 strömen. Aus dem Druckaufbau unter dem Kolben (1) ergibt sich die notwendige Fußkraft.

Über die Bohrung (12) strömt außerdem Druckluft in den Raum b und bewegt die Kolben (2 und 3) nach unten, so daß Auslaß (8) schließt und Einlaß (9) öffnet und so die Anschlüsse V2 und Z2 des zweiten Kreises miteinander verbunden sind.

Fällt Kreis 2 aus, so ändert sich für die Betätigung des Kreises 1 nichts. Fällt Kreis 1 dagegen aus, so setzt bei der Betätigung der Trittplatte (16) der Kolben (1) auf dem Einsatz (11) auf, der fest mit dem Kolben (3) verbunden ist, so daß Auslaß (8) geschlossen und Einsatz (9) geöffnet werden kann.

Dieses Prinzip der Betätigung von Auslaß und Einlaß wird in ähnlicher Weise auch bei dem Anhänger-Bremsventil und dem Anhänger-Steuerventil angewendet. Statt durch die Fußkraft wird dabei beispielsweise der Kolben (1) durch die steuernde Druckluft beaufschlagt.

Zur automatischen Anpassung des vom Motorwagen-Bremsventil ausgesteuerten Druckes an die Beladung einer Achse werden im we-

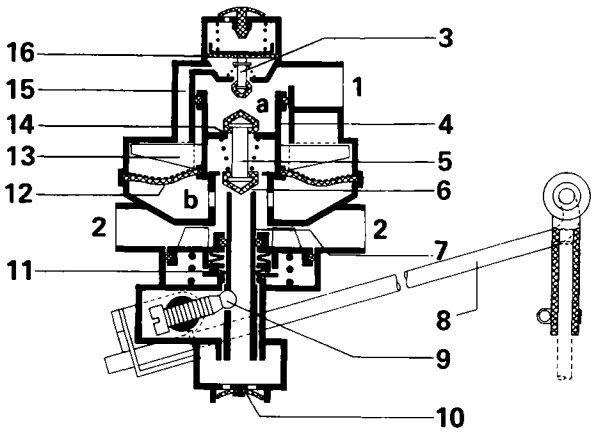


Bild 23. Westinghouse-Automatischer-Bremskraftregler nach dem Arbeitsprinzip der veränderlichen wirksamen Membranfläche

sentlichen zwei Arbeitsprinzipien angewendet, nämlich das Wiegebalkenprinzip und das Prinzip der veränderlichen wirksamen Membranfläche. Als belastungsabhängige Regelgröße dient dabei entweder der Federweg der jeweiligen Achse oder bei Luftfederung der Druck in den Federbälgen. Bei dem Wiegebalkenprinzip halten sich ein- und ausgesteuerter Druck über einen Wiegebalken die Waage. In Abhängigkeit von der Belastung wird der Unterstützungspunkt des Wiegebalkens verschoben und damit das Verhältnis von ein- und ausgesteuertem Druck verändert.

Bild 23 zeigt einen Regler mit veränderlicher wirksamer Membranfläche. Vom Motorwagen-Bremsventil strömt die Druckluft in den Anschluß (1) und drückt den Kolben (4) nach unten. Der Einlaß (14) öffnet und Druckluft gelangt in die Leitungen zu den Bremsen (2) und in den Raum (b) unter die Membran (12). Dadurch entsteht eine entgegengesetzt gerichtete Kraft auf den Kolben (4), die umso größer ist, je mehr die Membran (12) sich von der im Regler vorhandenen Auflage löst und auf dem fächerförmigen Teil (13) des Kolbens (4) abstützt. Der zum Schließen des Einlasses (14) benötigte Gegendruck unter der Membran (12) ist daher um so kleiner je tiefer sich der Kolben nach unten bewegt. Die Ruhelage dieses Kolbens (4) wird über das Ventil (5), den Ventilstößel (7) und den Hebel (8) von dem Federweg der Achse bestimmt. Großer Ausfederweg bedeutet geringe Beladung der Achse und eine starke Reduzierung des vom Regler ausgesteuerten Druckes.

Über das an der Membran (16) befestigte Ventil (3) strömt bei kleinen Drücken Druckluft durch den Kanal (15) auf die Oberseite der

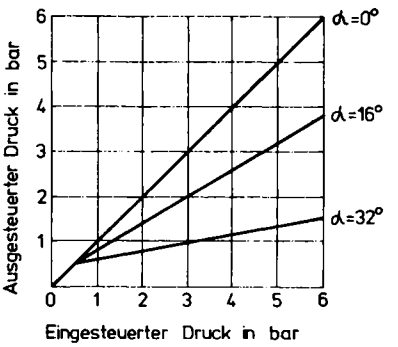


Bild 24. Kennlinien des Westinghouse-Bremskraftreglers bei verschiedenen Stellungen des federwegabhängigen Winkels

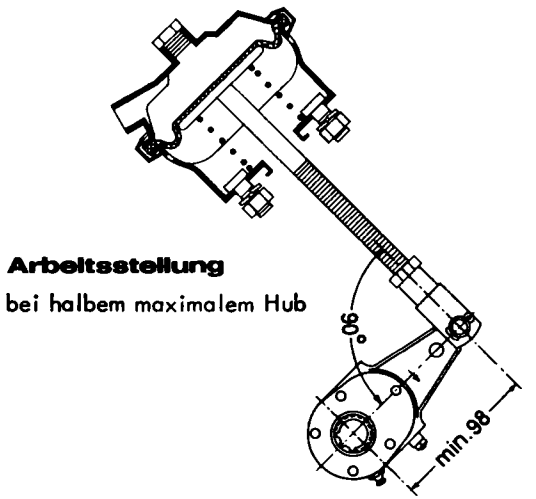


Bild 25. Westinghouse-Menbranzylinder mit Gestängesteller

Membran (12). Dadurch wird erreicht, daß die Reduzierung des ausgesteuerten Druckes erst oberhalb des Anlegedruckes der Bremsen erfolgt. Das Verhältnis der ein- und ausgesteuerten Drücke in Abhängigkeit von der Winkelstellung α des Hebels (8) zeigt Bild 24. Der dargestellte Regler reagiert nur auf die statische Achslast vor Bremsbeginn und blockiert den Ventilstößel (7), wenn ein Druck von 0,8 bar überschritten wird. Den Ausgleich von Flatterschwingungen besorgt ein hydraulischer Dämpfer. An Vorderachsen mit kleinerem Last-Leer-Verhältnis werden auch Druckminderer eingesetzt, die von dem Druck hinter dem Bremskraftregler der Hinterachse gesteuert werden.

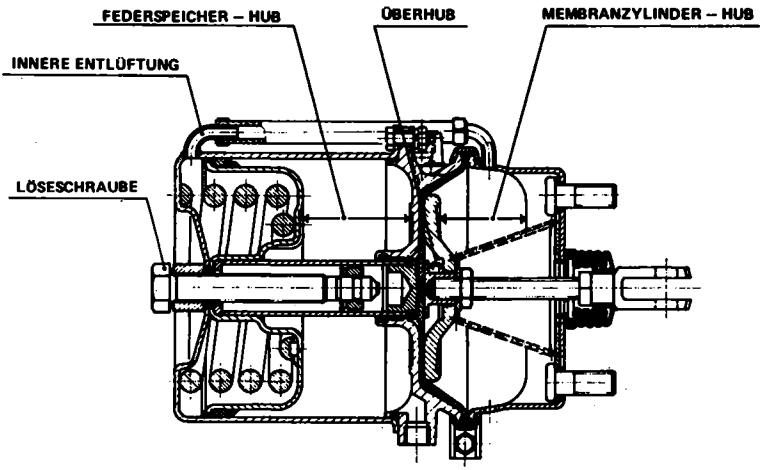


Bild 26. Kombinierter Federspeicher-Membranzylinder, Westinghouse-Tristop

Als Radzylinder werden in der Regel die besonders einfach konstruierten Membranzylinder verwendet (Bild 25). Die von der Druckluft auf der Oberseite der Membran erzeugte Kraft wird über die Kolbenstange auf den möglichst im rechten Winkel dazu stehenden Gestängesteller übertragen. Neben den Membranzylindern finden auch Kolbenzylinder Anwendung. Zur Kombination von Betriebs- und Hilfsbremsanlage werden die Membranzylinder mit einem vorgeschalteten Federspeicherzylinder zusammengebaut (Bild 26). Der rechte Teil des doppelt wirkenden Radzylinders arbeitet als völlig unabhängiger Membranzylinder. Im linken Teil des Radzylinders steht der durch den Federspeicher-Hub gekennzeichnete Raum bei gelöster Hilfsbremse unter Druck. Wird das Handbremsventil betätigt, so wird dieser Raum entlüftet und der Kolben des Federspeichers wird durch die Kraft der Feder gegen die Kolbenstange des Membranzylinders gedrückt und die Bremse damit betätigt. Da die Bremskraft bei völliger Entlüftung des Federspeichers ausschließlich mechanisch durch die Feder aufgebracht wird, darf dieser doppelt wirkende Radzylinder außer für die Hilfsbremsanlage auch für die Feststellbremsanlage verwendet werden. Zur Erhöhung der Sicherheit bei schlecht eingestellten Bremsen ist der Federspeicher-Hub größer als der Membranzylinder-Hub. Die Möglichkeit zur Lösung der Federspeicher auch bei Ausfall der Druckluft über z. B. eine Löseschraube ist ebenfalls aus Sicherheitsgründen vorgeschrieben.

Bild 27 zeigt einen Querschnitt durch eine übliche Lkw-Trommelbremse. Der Gestängesteller ist außen auf der Bremsnockenwelle

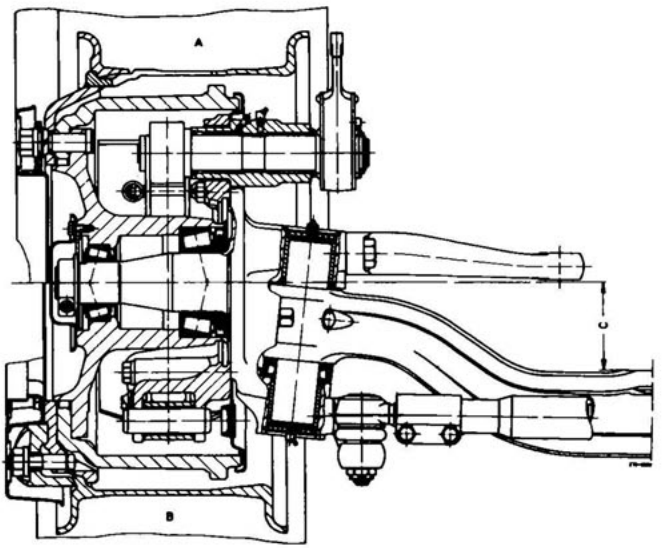


Bild 27. Querschnitt durch die Daimler-Benz-Vorderachse LV4 mit Bremstrommel, Bremsnockenwelle und Gestängesteller, Tragkraft 6,5 t

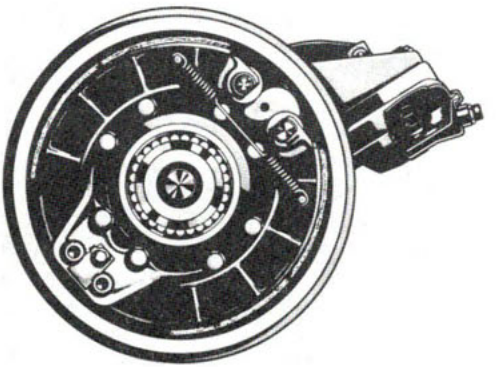


Bild 28. S-Nockenbremse der Daimler-Benz-Vorderachse LV 4

befestigt, die auf der Innenseite den S-förmigen Nocken (Bild 28) für die Zuspannung der Bremsbacken trägt. Neben der S-Nockenbremse sind auch andere Zuspanneinrichtungen bekannt, wie z. B. die Doppelkeilbetätigung (Bild 29). Ohne Gestängesteller wird bei einer Beaufschlagung des Membranzylinders mit Druckluft über die Kolbenstange ein Rollenpaar zwischen die keilförmigen Flächen der Zuspann-

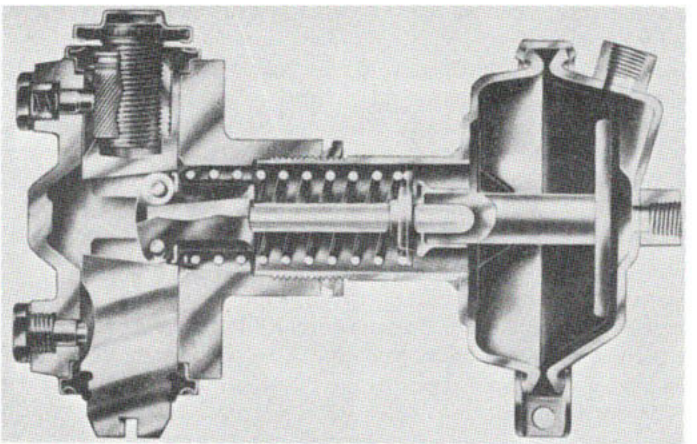


Bild 29. Stopmaster-Doppelkeil-Zuspanneinrichtung mit automatischer Nachstellung und Membranzylinder

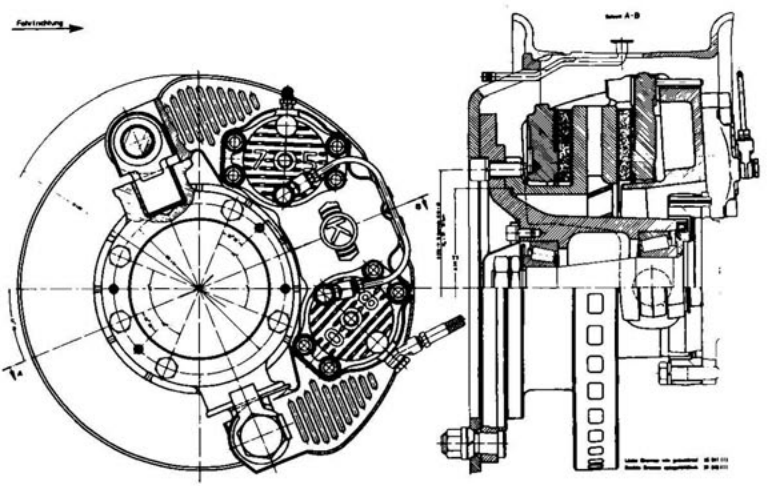


Bild 30. Knorr-Pendelsattel-Scheibenbremse für Nutzfahrzeuge

kolben geschoben. Die auseinandergedrückten Zuspannkolben pressen dann die Bremsbacken gegen die Trommel.

Die Auswahl der Bremsbeläge richtet sich in erster Linie nach den vom Hersteller angegebenen Eigenschaften der Reibpaarung. Bei neueren schweren Nutzfahrzeugen beträgt die Bremsbelagfläche zwischen 200 und 400 cm^2/t zul. Gesamtmasse.

Die Vorteile der Scheibenbremse – kein Wärme-Fading, d.h. gleichmäßigeres Bremsmoment bei Bremsungen aus hohen Geschwindigkeiten oder im Gefälle und geringere Abhängigkeit des Bremsmoments von Reibwertschwankungen in der Bremse – machen die Scheibenbremse auch für Nutzfahrzeuge zunehmend attraktiv, [64–69]. Bild 30 zeigt eine solche Bremse, die vorwiegend bei Reiseomnibussen eingesetzt wird. Ein hydraulisch betätigter Pendelsattel umgreift die innenbelüftete Bremsscheibe von außen. Diese Konstruktion ermöglicht neben großen Scheibendurchmessern eine gute Kühlung der einseitigen Radzylinder durch den Fahrtwind.

Im Reiseverkehr werden Standzeiten der Reibbeläge bis zu 100.000 km erreicht. Dem gegenüber der Trommelbremse höheren Anschaffungspreis stehen geringere Unterhalts- und Wartungskosten gegenüber. Die benötigte Zeit für den Belagwechsel beträgt etwa ein Viertel der entsprechenden Zeit bei Trommelbremsen. Darüberhinaus werden für Nutzfahrzeuge auch Vollbelagscheibenbremsen erprobt.

Als Rohrleitungen für Druckluftbremsanlagen kommen neben Stahlrohren in zunehmendem Maße Kunststoffrohre aus Polyamid zur Anwendung [97]. Die Kunststoffrohre besitzen absoluten Korrosionsschutz, hohe chemische Beständigkeit und sind einfacher zu verlegen. Ihre Wärmedehnung ist allerdings etwa 13 mal größer als bei Stahl und die Temperaturbeständigkeit reicht nur bis etwa 373 K. Bevorzugte Maße für solche Bremsleitungen sind 12 × 1,5 und 15 × 1,5. Die Rohrverschraubungen richten sich nach DIN 74297 und 74311.

34 Verlangsamer-Anlagen

Bezüglich der Dauerbremswirkung schreiben die RREG für die beladenen Fahrzeuge nur vor, daß sie nach einer Fahrt mit einer Geschwindigkeit von 30 km/h auf einem Gefälle von 6 % über eine Strecke von 6 km noch 75 % der vorgeschriebenen Betriebsbremswirkung erzielen. Lediglich für Fahrzeuge zur Personenbeförderung mit mehr als 8 Sitzplätzen und einer Gesamtmasse von mehr als 10 t sind zusätzliche Verlangsamer direkt vorgeschrieben. Das für die Prüfung vorgeschriebene Gefälle beträgt hier 7 %.

Zur Erzielung der Dauerbremswirkung werden bei Nutzfahrzeugen neben der durch den geschleppten Motor erreichten Bremswirkung elektromagnetische und hydrodynamische Verlangsamer eingesetzt [70 . . . 86].

Die Bremswirkung des geschleppten Motors wird durch Verringerung der Kraftstoffzufuhr erzielt. Zusätzlich wird beim Auspuff-Verlangsamer durch eine Drosselklappe der Auspuff versperrt. Dadurch können Bremsleistungen erzielt werden, die an die Antriebsleistung des Motors heranreichen, wobei jedoch im allgemeinen auch die

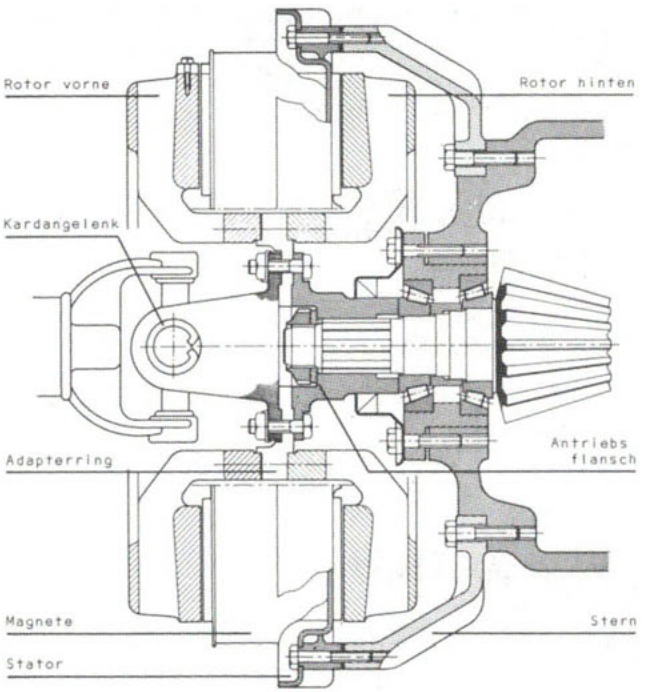


Bild 31. Telma-Wirbelstrombremse zum Getriebeanbau; Typ Focal

Geräuschbildung sehr stark zunimmt. Die Motorbremswirkung wächst mit steigenden Drehzahlen und ist in den kleinen Getriebegängen und damit bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten am höchsten.

Dadurch besteht beim Motor u. U. die Gefahr des Überdrehens. Im übrigen wird die Bremswirkung jedoch nahezu verschleißfrei erzielt. Die Motorbremswirkung ist naturgemäß auf Zugfahrzeuge beschränkt. Neben den Auspuff-Verlangsamern sind auch Motor-Verlangsamer bekannt, bei denen die Bremswirkung durch Änderung der Ventilsteuerzeiten erzielt wird.

Bei elektromagnetischen Verlangsamern (Bild 31) erfolgt die Regelung des Bremsmomentes über den Erregerstrom bzw. die Zahl der erregten Magnetspulen. Zur Abfuhr der anfallenden Wärme ist die Kühlung durch Lüfter notwendig, die auch bei ausgeschalteter Bremse eine Verlustleistung erfordern. Im Fahrbetrieb wurden am Rotor Temperaturen bis 600 K gemessen [74]. Bei großer Bremsdauer kann mit steigender Temperatur das Bremsmoment bis auf die Hälfte des Ausgangswertes abfallen.

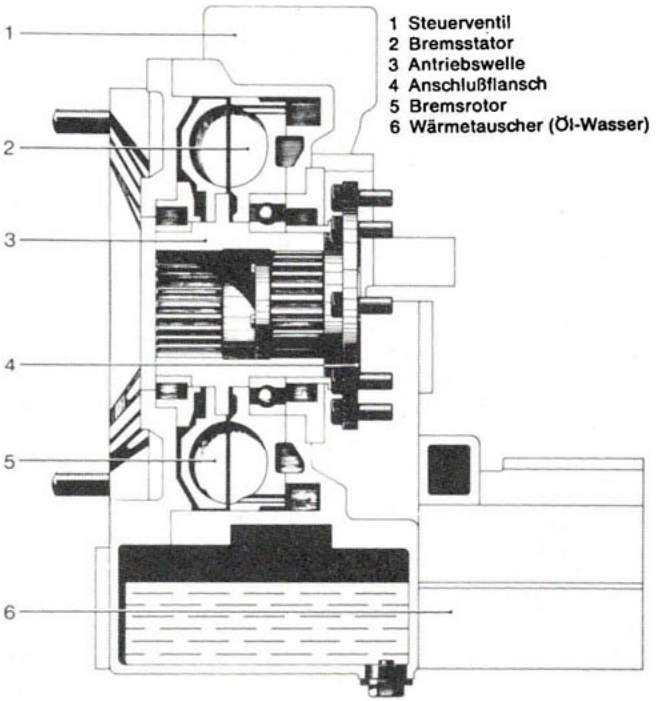


Bild 32. Vereinfachter Längsschnitt der Voith-Strömungsbremse (Getriebeanbau), Typ VHBK 130

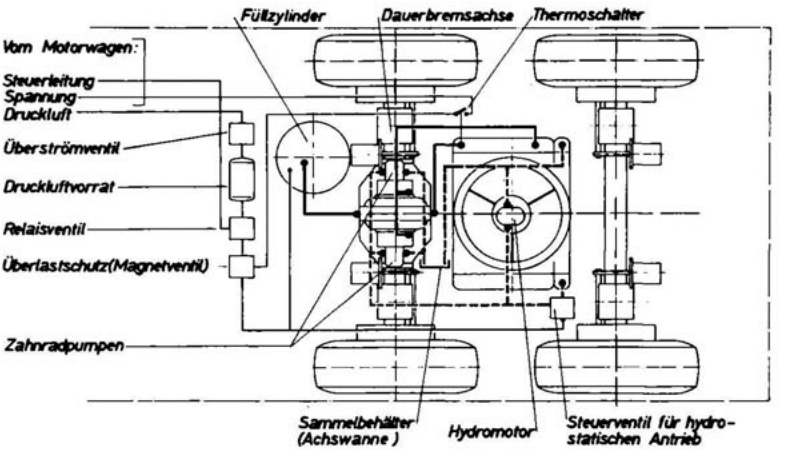


Bild 33. Funktionsschema einer hydrodynamischen Verlangsamer-Anlage für Anhänger mit Perrot-Verlangsamerachse mit angebauter Strömungsbremse und besonderem Kühlsystem

Hydrodynamische Verlangsamer (Bild 32) arbeiten nach dem Prinzip der Föttinger-Kupplung. Die Regelung des Bremsmomentes wird über die Ölfüllung (z. B. SAE 10W30) erzielt. Die Wärmeabfuhr erfolgt über einen Öl-Wasser-Wärmetauscher in das Kühlsystem des Motors. Bei Anhängern ist neben einer Antriebsachse auch ein besonderes Kühlsystem notwendig (Bild 33). Das Bremsmoment ist unabhängig von den auftretenden Temperaturen. Auch bei ausgeschalteter Bremse treten Leistungsverluste durch Ventilation auf.

Elektromagnetische und hydrodynamische Verlangsamer arbeiten praktisch verschleißfrei. Den prinzipiellen Verlauf der Bremsmomente verglichen mit der Bremswirkung durch einen Dieselmotor zeigt Bild 34. Die Verlustleistung bei ausgeschalteter Bremse erreicht Werte bis zu 5–10kW. Bei Anbau des Verlangsamers an das Getriebe ist eine zusätzliche Masse zwischen 100 und 180kg notwendig. Bei hydrodynamischen Verlangsamern kann diese Zusatzmasse durch Integration in das Automatikgetriebe noch erheblich geringer ausfallen. Bei getrenntem Einbau der Verlangsamer in den Kardanwellenstrang beträgt die Zusatzmasse bis zu 350kg. Anhänger erfordern für den Einbau eines Verlangsamers eine Antriebsachse und eventuell ein besonderes Kühlsystem. Die dadurch notwendige zusätzliche Masse beträgt etwa 500–600kg.

Dem Verlust an Nutzlast und den höheren Anschaffungskosten bei Einbau eines Verlangsamers stehen jedoch die Vorteile durch die grössere Haltbarkeit der Bremsbeläge und die bei Talfahrt höheren möglichen Geschwindigkeiten sowie die geringere Belastung des Fahrers gegenüber. Bei 60% der üblichen Bremsungen wird eine Abbremsung von 10% nicht überschritten. In diesem Bereich kann daher ein Verlangsamer als sog. Vorbremse die Betriebsbremse wesentlich entlasten.

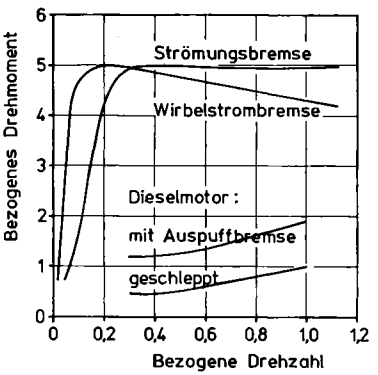


Bild 34. Prinzipieller Bremsmomentenverlauf einer Strömungsbremse und einer Wirbelstrombremse, verglichen mit einem geschleppten Dieselmotor mit und ohne Auspuffbremse

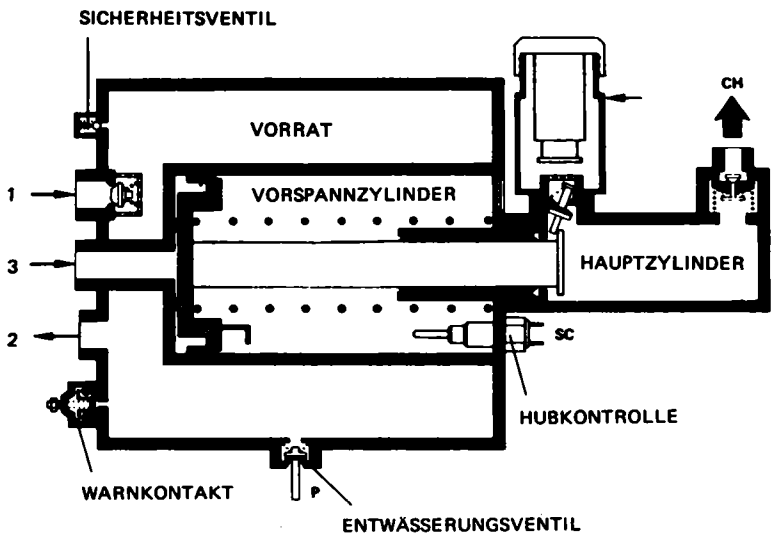
35 Entwicklungstendenzen

Bezüglich der Enegieerzeugung für Druckluftbremsen werden neuerdings sog. Hochdruckanlagen eingesetzt [98]. Sie arbeiten mit einem Grenzdruckverdichter, der sich bei Drücken von 15–25 bar selbststabilisiert. Da die Anlage ohne Druckregler arbeitet, erhöht der Verdichter solange den Gegendruck, bis der Liefergrad Null und keine Förderung mehr möglich ist. Der Leistungsbedarf eines Verdichters, der ohne Förderung gegen den höchsten Gegendruck arbeitet, liegt unter der Leerlaufleistung gegen Atmosphärendruck. Bei Langstreckenfahrten, z. B. auf Autobahnen, macht sich dies günstig bemerkbar. Hinzu kommt ein geringerer Ölverbrauch durch die bessere Führung der Kolbenringe infolge der höheren Drücke.

Wesentliche Vorteile der Hochdruckanlagen sind jedoch der 50% bis 60% geringere Volumenbedarf der Luftbehälter und die bessere Entwässerung der angesaugten Luft, da bei der höheren Verdichtung mehr Wasser ausfällt.

Bild 35 zeigt ein Compact-Gerät für eine kombinierte Bremsanlage. Vorratsbehälter, Vorspannzylinder und Hydraulik-Hauptzylinder sind dabei in einem Gerät zusammengefaßt.

Weitere Entwicklungen beziehen sich auf rein hydraulische Fremdkraft-Bremsanlagen, zunächst nur für Solo-Fahrzeuge [96].



1 vom Mehrkreis-Schutzventil, 2 zum Bremsventil, 3 vom Bremsventil

Bild 35. Westinghouse-Compact-Gerät für Hochdruck-Bremsanlagen

Neben dem geringen Volumenbedarf bei Drücken bis zu 150 bar ist vor allem das gegenüber Druckluftbremsanlagen erheblich günstigere Zeitverhalten vorteilhaft.

Ein erheblicher Beitrag zur Erhöhung der Fahrsicherheit vor allem von Zügen ist weiterhin durch die Entwicklung von Blockierverhinderern zu Serienreife zu erwarten.

Literatur

[1] Richtlinie des Rates vom 26. 7. 1971 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über die Bremsanlagen bestimmter Klassen von Kraftfahrzeugen und deren Anhänger (71/320/EWG). Anpassungsrichtlinie (74/132/EWG) vom 11. 2. 1974.
Anpassungsrichtlinie (75/524/EWG) vom 25. 7. 1975.

[2] Fink, W., Verzugsdauer beim Bremsen. ATZ 70 (1968), S. 307–310.

[3] Chandler, R. A., et al., A Review of Philosophical Considerations in the Development of Radar Brake Systems. SAE-Paper 750086.

[4] Burckhardt, M., Glasner von Ostenwall, E.-Chr., Beitrag zur Beurteilung des Beschleunigungs- und Bremsverhaltens eines Kraftfahrzeugs. ATZ 76 (1974), S. 103–107.

[5] Mitschke, M., und Niemann, K., Regelkreis Fahrer-Fahrzeug bei Störung durch schiefziehende Bremsen. ATZ 76 (1974), S. 67–72.

[6] Hirschberger, H. et al., Bewertung der Meßergebnisse von Bremsprüfungen bezüglich der Gleichmäßigkeit zwischen rechten und linken Rädern von Kraftfahrzeugen. DKF 212 (1971).

[7] Burckhardt, M., Der Einfluß der Straßenführung, des Motorbremsmomentes und der Drehmassen auf die Bremskraftverteilung und die Bremskreisaufteilung. ATZ 75 (1973), S. 416–417.

[8] Bandow, F., Die Bremskraftverteilung unter Berücksichtigung des Kraftschlußverhaltens des Reifens bei verschiedenen Straßenzuständen. ATZ 76 (1974), S. 328–332.

[9] Burckhardt, M., Glasner von Ostenwall, E.-Chr., Näumann, E., Der Bremsbelag – ein wichtiges Konstruktionselement für das Kraftfahrzeug. ATZ 76 (1974), S. 357–365.

[10] Klein, H.-Chr., Strien, H., Hydraulische Bremskraftverstärker als Teil einer Kfz-Zentralhydraulik. Automobil-Industrie 4 (1975), S. 105–118.

[11] Strien, H., Zweikreis-Bremsanlagen. ATZ 70 (1968), S. 339–343.

[12] Banholzer, D., Negativer Lenkrollhalbmesser und Diagonal-Bremskreisaufteilung am Personenkraftwagen. ATZ 74 (1972), S. 446–451.

[13] Burckhardt, M., Kruse, W., Beiträge zur Frage der Zweikreisbremse. ATZ 71 (1969), S. 231–238.

[14] Bisimis, E., Bremskreisausfall bei Zweikreis-Bremsanlagen. ATZ 73 (1971), S. 197 204.

[15] Rompe, K., Ausfall eines Bremskreises während einer Vollbremsung. ATZ 73 (1971), S. 12–15.

[16] Mitschke, M., Wiegner, P., Simulation von Panikbremsungen mit verschiedenen Blockierverhinderern auf Fahrbahnen geteilter Griffigkeit. ATZ 77 (1975) S. 289–293 S. 328–332.

[17] Burckhardt, M., Glasner von Ostenwall, E.-Chr., Bremsdynamische Untersuchung von Fahrzeugen mit fester und abgeknickter Bremskraftverteilung. ATZ 76 (1974) S. 230–235.
[18] Gauß, F., Rompe, K., Zweikreisbremsen bei Kurvenfahrt. Automobil-Industrie 4 (1974), S. 27–31.
[19] Gauß, F., Rompe, K., Der Einfluß unterschiedlicher Bremsverzögerung auf das Fahrverhalten in der Kurve. ATZ 77 (1975) S. 207–212.
[20] Limpert, R. et. al., An Investigation of Brake Balance for Straight and Curved Braking. SAE-Paper 741086.
[21] Swik, R., Optimales Abbremsen eines Fahrzeugs bei Kurvenfahrt. Vehicle System Dynamics 4 (1975), S. 193–215.
[22] Slibar, A. et. al., Kritische Bremsverzögerungen bei Kurvenfahrt auf trockener und nasser, ebener Fahrbahn. ATZ 76 (1974), S. 107–113.
[23] Wallner, F., Zum Einfluß der Antriebs- und Bremskraftverteilung auf die Fahrstabilität bei Längs- und Querbeschleunigungen. ATZ 72 (1970), S. 121–125.
[24] Rompe, K., Zum Schleudern von Kraftfahrzeugen bei zu schneller Kurvenfahrt. DKF, 249 (1975).
[25] Dugoff, H., et. al., Measurement of Vehicle Response in Severe Braking and Steering Maneuvers. SAE-Paper 710080.
[26] Ervin, R. D., et al, Refinement and Application of Open-Loop Limit-Maneuver Response Methods. SAE-Paper 730491.
[27] ATE-Bremsen-Handbuch. Ottobrunn 1975.
[28] Herrmann, G., Untersuchungen an den neuen Scheibenbremsen des Wartburg 353 W. Kraftfahrzeugtechnik (1974), S. 306–308.
[29] Ballard, C. E., et al., A Rear Disc Brake for American Passenger Cars. SAE-Paper 741064
[30] Klein, H.-Chr., Rowell, J. M., The Development of 4-Wheel Disc Brake Systems in Europe, SAE-Paper 741065.
[31] Heiss, A., et al., Automatischer Reibwert-Prüfstand von Bremsbelägen für Pkw- und Lkw-Scheibenbremsen. ATM (1975), V 8294 – 4.
[32] Russell, G. R., The Manufacture of Disc Brake Linings. SAE-Paper 750228.
[33] Fritz, R., et al., Automation of Disc Brake Testing with Process Control Computer. 3. International Symposium on Automation of Engine and Emission Testing.
[34] Nigg, R. L., et al., The Variable Ratio Master Cylinder – A Description of its Function and Operation. SAE-Paper 750382.
[35] Larsson, A., und Larsson, L., Stepped Bore Master Cylinder – A Way of Improving Dual Brake Systems. SAE-Paper 750385.
[36] Chapman, D. R., Engineering Design Benefits of Silicone Brake Fluids. SAE-Paper 740129.
[37] Browning, G. R., Performance Characteristics of Silicone Based Brake Fluids. SAE-Paper 740128.
[38] Belart, J., et al., Hydraulische Bremskraftverteilung und Blockierregelung am Kraftfahrzeug. ATZ 75 (1973), S. 375–381.
[39] Depenheuer, O., Strien, H., Hydraulic Brake Actuation Systems under Consideration of Antilock Systems and Disc Brakes. SAE-Paper 730535.
[40] Swanson, K. B., Hydraulic Power Brake Booster for Small Cars. SAE-Paper 750384.

[41] Hegenbart, H., Bremsprüfung an Kraftfahrzeugen und Anhängern. Int. Tagung über die Straßenverkehrssicherheit, Brüssel 1973.
[42] Bremsprüfung nach der EG-Richtlinie. Seminar der VdTÜV, Nürburgring, 1974.
[43] Herzog, D., Bremsauslegung beim Sattelzug. BPW Nachrichten, Folge 1, Bergische Achsenfabrik, Wiehl (1970), S. 6–17.
[44] Zweileitungsbremsen, lastauto omnibus 9 (1974), S. 46–50.
[45] Grauel, I., Druckniveau und Druckregelung bei Nutzfahrzeugbremsanlagen. Bosch, Techn. Berichte 4 (1974), S. 291–299.
[46] Neue Bremskonstruktionen auf der IAA 1973. ATZ 76 (1974), S. 59–64.
[47] Post, M. T., Fancher, P. S., Bernhard, J. E., Torque Characteristics of Commercial Vehicle Brakes. SAE-Paper 750210
[48] Bosler, H., Gütegrad für Anhängerbremsen. BPW Nachrichten, Folge 4, Bergische Achsenfabrik (1970), S. 1–11.
[49] Hartmann, G., Automatische Bremsen-Nachstellung bei Nutzfahrzeugen. ATZ 71 (1969), S. 332.
[50] Hauer, W., Die gestängelose Handbremse im Nutzfahrzeug. ATZ 69 (1967), S. 217–220.
[51] Hoffmann, H., Die Prüfung der Feststellbremsanlage unter Berücksichtigung der EG-Bremsvorschriften. Technische Überwachung 16 (1975), S. 109.
[52] Mattner, H. J., Bremsanlagen für landwirtschaftliche Schlepperzüge. atü Bremsentechnik, Westinghouse 2 (1974), S. 3–9.
[53] Miedel, H., Töllner, E., Ewald, W., Untersuchungen zum Zeitverhalten der Druckluftanlagen von im Verkehr befindlichen Lastkraftwagen und Anhängern. DKF-Heft 236 (1974).
[54] Sido, F., Analyse des Verzugsverhaltens von Druckluftbremsanlagen durch Modellversuche. ATZ 71 (1969), S. 95–100.
[55] Isernhagen, F., Anwendung der EG-Richtlinie „Bremsanlagen" bei Bremsberechnungen, atü Bremsentechnik, Westinghouse 2 (1975), S. 10–15.
[56] Seegers, G., Praktische Auswirkung der Ergänzungsrichtlinie zur EG Richtlinie „Bremsanlagen" auf die automatisch-lastabhängige Bremskraftregelung. atü Bremsentechnik, Westinghouse 2 (1975), S. 16–23.
[57] Wilkins, H. A., Field Trials of Load Sensing Valves Fitted to Brake Systems of Articulated Vehicles. TRRL Report LR 474 (1972).
[58] Klanner, R., Kraftfahrzeuge mit belastungsunabhängigem Fahrverhalten. ATZ 69 (1967).
[59] Mitschke, M., Runge, D., Lastabhängige Bremskraftregelung an Sattelzügen. Bosch, Techn. Berichte 1 (1965), S. 152–164.
[60] Rambacher, K., Forderungen und Möglichkeiten der automatisch-lastabhängigen Bremse für Sattel- und Lastzüge. Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge 8 (1964), S. 209–218.
[61] Runge, D., Anpassung der Anhängerbremskräfte an die Beladung von Lastzügen. ATZ 69 (1967), S. 211–217.
[62] Henker, E., Bremsabstimmung im Lastzug. Kraftfahrzeugtechnik 6 (1975), S. 175–177.
[63] Engfer, O., Stumpe, W., Bremskraftverteilung auf die Achsen von Kraftfahrzeugen. Bosch, Techn. Berichte 4 (1974), S. 357–369.

[64] Scheibenbremsen jetzt auch für „Großraum Pkw". latsauto omnibus (1973), S. 40–41.
[65] Perrot-Scheibenbremse. ATZ 74 (1972), S. 211.
[66] Birge, W. T., Rinke, K. H., Disk Brakes Take on the Heavies. SAE Paper Nr. 740602.
[67] Designing Truck Disk Brakes. Automotive Engineering (Nov. 1974), S. 40–47 u. 78.
[68] Stokes, S. L., Heavy Truck Disk Brakes – Testing for Toughness. SAE Paper Nr. 740603.
[69] Airheart, F. B., Design Approaches to Truck Disk Brakes. SAE Paper Nr. 740604.
[70] Höhere Transportleistung dank Dauerbremsen. Automobil Revue 40 (1974), S. 39–41.
[71] Darragh, C. T., Brake Saver-Caterpillar's Highway Truck Retarder. SAE Paper 741129.
[72] Telma Wirbelstrombremse in Nutzfahrzeugen. ATZ 73 (1971), S. 440–441.
[73] Förster, H. J., Automatische Fahrzeuggetriebe und Retarder für Nutzfahrzeuge. ATZ. 76 (1974), S. 142–149.
[74] de Jong, K.-H., Die Dauerbremsung eines Lastzuges. Technische Überwachung 16 (1975), S. 175–178.
[75] Bühler, O.-P. A., Retarder in Serie produziert. VDI Nachrichten 18 (1975), S. 12.
[76] Scharff, E., The Electromagnetic Retarder. SAE Journal (Sept. 1974), S. 37.
[77] Mitschke, M. Piasecki, F.-U., Untersuchungen über die Dauerbremsung an Last- und Sattelzügen. DKF Heft 240.
[78] Rohne, E., Überlegungen zur Ausführung von Dauerbremsen für Nutzfahrzeuge. ATZ 69 (1967), S. 145–149.
[79] Müller-Berner, A. H., Fahrleistung und Antriebsarten von Nutzfahrzeugen. ATZ 70 (1968), S. 199–206.
[80] Aichert, H., Untersuchungen an elektrischen Wirbelstrombremsen für Fahrzeuge. ATZ 71 (1969), S. 275–281.
[81] Meier, H. O., Hydrodynamische Dauerbremsachse für Anhänger und Sattelauflieger. ATZ 75 (1973), S. 314–319.
[82] Strien, H., Mehmet, Ö., Eine Dauerbremsanlage für den Schwerlastzug. Automobil Industrie 12 (1967), S. 83–92.
[83] Schmidt, H., Die Hydrodynamische Bremse als Dauer- und Vorbremse für Nutzfahrzeuge. ATZ 74 (1972), S. 282–286.
[84] Voith Strömungsbremse, Typ B 190. ATZ 71 (1969), S. 412.
[85] Voith Automatik mit integriertem Retarder. lastauto omnibus 9 (1973), S. 138.
[86] Krügel, M., Hoffmann, H., Anhängerbremsen-Prüfung der Dauerbremseigenschaften. Technische Überwachung 16 (1975), S. 11–14.
[87] John, H., Das Ausbrechen des Lkw-Anhängers bei der Lastzugbremsung. Kraftfahrzeugtechnik 1 (1975).
[88] Müller, G., Das Notbremsverhalten der Lastkraftwagen und Lastzüge. DKF 233 (1973).
[89] Slibar, A., Troger, H., Instationärer Fahrvorgang des Sattelaufliegers bei verzögerter Aufliegerbremsung. ATZ 75 (1973), S. 143–147.

[90] Kauter, A., Wilson, R. K., Simulation of Tractor-Semitrailor Handling. SAE Paper Nr. 720922.
[91] Leucht, P. M., The Directional Dynamics of the Commercial Tractor-Semitrailor Vehicle During Braking. SAE Paper Nr. 700371.
[92] Wilkins, H. A., The Stability of Articulated Vehicles. The Journal of Automotive Engineering 2 (1971), S. 13–17.
[93] Vincent, R. Y., Kauter, A. I., Tractor-Semitrailor Handling: A Dynamic Tractor Suspension Model. SAE Paper Nr. 730653.
[94] Bernard, J. E., A Digital Computer Method for the Prediction of Braking Performance of Trucks and Tractor-Trailers. SAE Paper 730181.
[95] Troger, H., Zur Steuerbarkeit eines gebremsten Statelschleppzuges. Vehicle Dynamics 3 (1974), S. 47–52.
[96] Kaltenthaler, W., HPB, eine hydraulische Fremdkraftbremsanlage. atü Bremsentechnik, Westinghouse 2 (1975), S. 24–27.
[97] Möller, K., Kunststoffrohre für Druckluftanlagen im Kraftfahrzeug. atü Bremsentechnik, Westinghouse, Sonderausgabe, IAA (1973), S. 26–27.
[98] Meyer, J., Über Hochdruckanlagen für Nutzfahrzeuge. ATZ 75 (1973), S. 244–247.

2.16 Automatischer Blockier-Verhinderer

Klaus-Otto Riesenberg, Armin Czinczel, Heinz Leiber

1 Vorbemerkung
2 Grundlagen der ABV-Technik
21 Mechanisches Ersatzmodell für Rad und anteilige Fahrzeugmasse
22 Ablauf eines Regelvorganges
23 Regelsystem für ein Fahrzeug
3 Konstruktion von ABV-Systemen
31 Raddrehzahlgeber
32 Elektronisches Steuergerät
33 Bremsdrucksteuergerät
331 Bremsdrucksteuergerät für hydraulische Bremsanlagen
332 Bremsdrucksteuergerät für pneumatische Bremsanlagen

1 Vorbemerkung

Im ATH, Bd. 2 wird im Kapitel „Bremsen" unter der Überschrift „Entwicklungstendenzen" (S. 556) das Prinzip eines Blockierreglers besprochen und auf einige Literaturstellen hingewiesen.

Inzwischen machte die Elektronik (vor allem die Halbleitertechnik) bedeutende Fortschritte, die den Einsatz betriebssicherer elektronischer Geräte im Kraftfahrzeug ermöglichen. Mit Hilfe der Elektronik und der modernen Regelungstechnik (Verwendung von Analog-Rechenanlagen zur Echtzeit-Simulation der Regelvorgänge) entstanden bei verschiedenen Firmen in Europa und in den U.S.A. Neukonstruktionen von Bremsreglern, die durch schnelle, adaptive Regelung der Bremswirkung jedes einzelnen Rades den Hauptnachteil der früheren Konstruktionen, die Verlängerung des Bremsweges, beseitigten.

Derartige Anlagen wurden unter Bezeichnungen wie z. B. Anti-Block-System (ABS), Antiblockierregler (ABR), Anti-Lock System, Anti-Skid System, Blockierschutz, Elektronischer Bremsregler, Sure-Brake u. a. etwa seit 1970 an verschiedenen Orten öffentlich vorgestellt. Käuflich sind diese Systeme in den U.S.A. seit etwa 1972, zunächst in Fahrzeugen der oberen Preisklasse.

Als Oberbegriff für alle derartigen Systeme wurde vom Fachnormenausschuß Kraftfahrzeuge (FAKRA) im Deutschen Normenausschuß (DNA) im Januar 1972 die Bezeichnung „Automatischer Blockier-Verhinderer" (ABV) geprägt. Diese Bezeichnung wurde in bewußter Analogie zur „Automatischen lastabhängigen Bremse" (ALB) gewählt. Sie ist in DIN 74012 aufgenommen worden.

2 Grundlagen der ABV-Technik

Im ATH, Bd 2, 3.1 Fahrtmechanik, wird angegeben, wie eine Bremse unter Mithilfe eines lastabhängigen Bremsreglers so ausgelegt werden

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

kann, daß an allen Rädern die gleiche Kraftschlußausnutzung herrscht. Diese Auslegung setzt jedoch voraus, daß an allen Rädern der gleiche Kraftschluß vorhanden ist, daß bei allen Fahrbedingungen die gleiche Seitenkraftbeanspruchung herrscht und daß die Wirkung der Bremsen unverändert bleibt. Sind diese Voraussetzungen nicht erfüllt, so tritt unter bestimmten Fahrzuständen ein Blockieren eines oder mehrerer Räder auf. Außerdem kann nicht verhindert werden, daß durch zu heftige Betätigung der Bremse durch den Fahrer die Räder zum Blockieren kommen.

Die für die Fahrstabilität und die Lenkbarkeit erforderliche Seitenführungsfähigkeit des Rades nimmt mit zunehmender Beanspruchung des Kraftschlusses durch die Bremskraft ab [1] und fällt auf sehr kleine Werte bei blockiertem Rad (Bild 1).

Die Aufgabe des automatischen Blockierverhinderers besteht darin, den Schlupf des Rades so einzuregeln, daß bei optimaler Bremsverzögerung eine gute, die Stabilität und Lenkfähigkeit gewährende Seitenkraft erhalten bleibt.

Bild 2 zeigt Bremskraft-Schlupfkurven für verschiedene Fahrbahn- und Reifenbeschaffenheiten. Bei jeder Kurve wird die optimale Bremsverzögerung in einem anderen Schlupfbereich erreicht, der zusätzlich

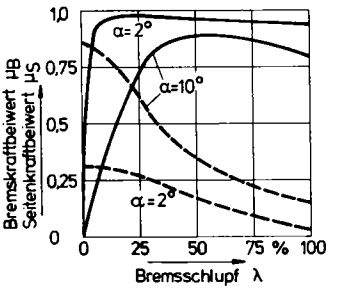
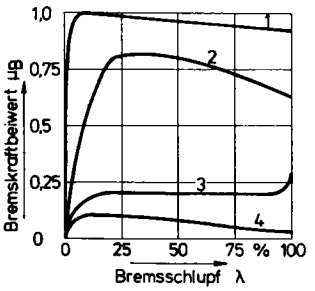


Bild 1. Brems- und Seitenkraftbeiwerte μ_B und μ_S als Funktion des Bremsschlupfes λ bei verschiedenen Schräglaufwinkeln α für einen Radialreifen auf trockenem Beton



1 Radialreifen auf trockenem Beton
2 Diagonal-Winterreifen mit Spikes auf nassem Asphalt
3 Radialreifen auf losem Neuschnee
4 Radialreifen auf nassem Glatteis

Bild 2. Bremskraftbeiwerte μ_B in Abhängigkeit vom Bremsschlupf bei Geradeausbremsung

noch in Abhängigkeit von der Seitenkraftbeanspruchung variiert (Bild 1).

Bei einer Bremsung im optimalen Schlupfbereich lassen sich besonders bei nassen Fahrbahnoberflächen erhebliche Verzögerungsgewinne bzw. Bremswegverkürzungen erzielen. Allerdings sind auch Fahrbahnzustände möglich, die bei blockiertem Rad einen höheren Reibwert ergeben. Der Vorteil des ABV liegt hier im Erhalten der Fahrstabilität und der Lenkfähigkeit durch Einregeln der optimalen Seitenführungskraft.

Bild 3 zeigt das Blockschaltbild des Regelkreises einer Bremsanlage mit ABV. Die Darstellung der Regelstrecke gilt allgemein, während das Schema des Reglers (rechts im Bild) auf den Teldix-Bremsregler bezogen ist [2]. Das Funktionsprinzip kann jedoch bei anderen Fabrikaten ähnlich sein.

Die Regelstrecke umfaßt das Bremssystem, das Rad, die Fahrbahn und bei den angetriebenen Rädern den Motorantrieb. Das Bremsmoment, das Fahrbahn-Reibmoment und das am Rad wirksame Trägheitsmoment (Motor entkuppelt bzw. gekuppelt) bestimmen den Bewegungszustand des Rades. Der Bewegungszustand des Rades wird gestört durch die Hysterese und Unrundheit der Bremse, dynamische Radlastveränderungen, variable Schräglaufwinkel und beim angetriebenen Rad durch das Motorbremsmoment. Der Bewegungszustand des Rades wird mit einem Meßfühler erfaßt, umgeformt und in Form elektrischer Spannungen als Regelgrößen einem Vergleicher zugeführt.

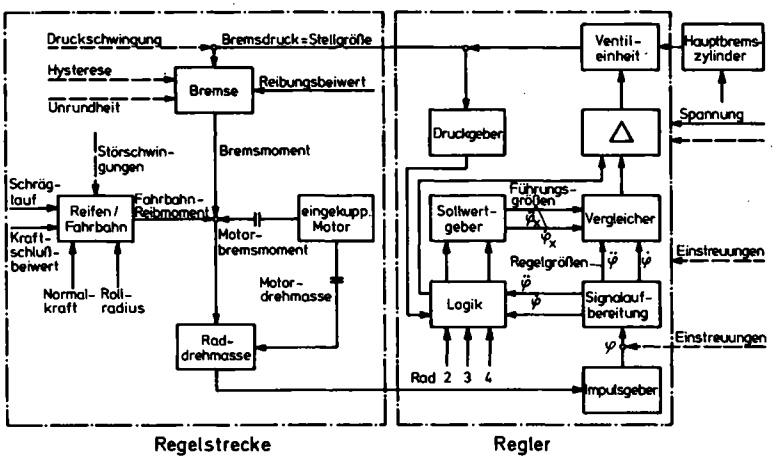


Bild 3. Blockschaltbild des Regelkreises für das Bremsen mit dem elektron. TELDIX-Bremsregler für 1 Rad

Die Logik des Bremsreglers ermittelt mit Hilfe logischer Prozesse aus den Regelgrößen aller Räder die Führungsgrößen, die im Vergleicher mit den Regelgrößen verglichen werden. Tritt an einem Rad eine Blockierneigung auf, so überschreiten die Regelabweichungen (d. h. die Differenzen der Führungs- und Regelgrößen) bestimmte Schwellen. Sie werden dann verstärkt und steuern die Ventileinheit (das Stellglied) an. Die logischen Kombinationen der in der Logik gebildeten Führungsgrößen bestimmen die Funktion des Bremsreglers wesentlich, ebenso die Charakteristik und Dimensionierung der Stellglieder (Magnetventile der Ventileinheit). Sie sollen daher später ebenfalls ausführlich beschrieben werden.

21 Mechanisches Ersatzmodell für Rad und anteilige Fahrzeugmasse

Das Bewegungsverhalten des Rades während eines Regelvorganges kann bei gewissen idealisierten Annahmen berechnet werden [2], [3].

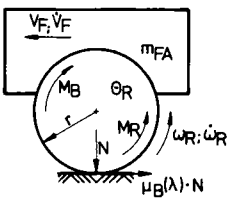


Bild 4. Mechanisches Ersatzmodell der Regelstrecke für ein Rad mit anteiliger Fahrzeugmasse

Verwendete Formelzeichen:

a	=	Anstiegsgeschwindigkeit des Bremsmoments
m_{FA}	=	anteilige Fahrzeugmasse
r	=	Radradius
$v_F, \dot{v}_F$	=	Fahrzeuggeschwindigkeit, -verzögerung
M_B	=	Bremsmoment
M_R	=	Fahrbahn-Reibmoment
N	=	Aufstandskraft des Rades
T	=	Zeitkonstante
μ	=	Bremskraftbeiwert
λ	=	Bremsschlupf
λ_k	=	kritischer Schlupf
$\omega_R, \dot{\omega}_R$	=	Winkelgeschwindigkeit, -beschleunigung
θ_R	=	Trägheitsmoment der auf das Rad bezogenen Drehmasse

$$M_R = \mu(\lambda) \cdot N \cdot r \tag{1}$$

$$\lambda = 1 - \frac{\omega_R \cdot r}{v_F} \tag{2}$$

$$\dot{\omega}_R = \frac{1}{\Theta_R}(M_R - M_B) \tag{3}$$

$$N = m_{FA} \cdot g \tag{4}$$

$$m_{FA} \cdot \dot{v}_F = \mu(\lambda) \cdot N \tag{5}$$

Die Berechnung der Radbewegung $\dot{\omega}_R$ als Funktion der Zeit wird durch das nichtlineare Übertragungsverhalten $\mu(\lambda)$ der Reibpaarung Reifen/Fahrbahn erschwert. Zweckmäßig ist die Aufteilung in 2 Bereiche und Linearisierung [3], Bild 5.

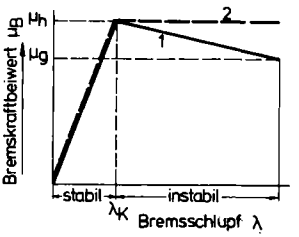


Bild 5. Linearisierung der Kraftschluß-Schlupf-Kurve

Im *stabilen Bereich* $\lambda < \lambda_K$ kann gesetzt werden:

$$\mu(\lambda) = k \cdot \lambda \tag{6}$$

Aus den Gleichungen (1) bis (6) läßt sich ableiten:

$$\frac{\Theta_R \cdot V_F}{k \cdot N \cdot r^2}\dot{\omega}_R + \omega_R = \frac{V_F}{r} - \frac{V_F}{k \cdot N \cdot r^2} M_B(t) \tag{7}$$

Betrachtet man ein kleines Zeitintervall während einer Bremsung, so kann die Fahrgeschwindigkeit als konstant angenommen werden:

$$v_F = v_{F,0}; \qquad \omega_R = \omega_{R,0} + \Delta\omega_R \tag{8}$$
$$v_{F,0} = \omega_{R,0} \cdot r; \qquad \dot{\omega}_R = \Delta\dot{\omega}_R$$

Dann folgt:

$$\frac{\Theta_R V_{F,0}}{k\ Nr^2}\dot{\omega}_R + \Delta\omega_R = -\frac{V_{F,0}}{k \cdot N \cdot r^2} M_B(t) \tag{9}$$

Im *instabilen Bereich* $\lambda > \lambda_K$ sei nach Bild 5 $\mu(\lambda) = \mu_h$ (Kurve 2). Die Bewegungsgleichung für das Rad ist

$$\cdot\theta_R \dot{\omega}_R = \mu_h \cdot N \cdot r - M_B(t). \tag{10}$$

22 Ablauf eines Regelvorganges

Beim Anbremsen mit linearer Bremsmomentsteigerung $M_B(t) = at$ ergibt sich für den stabilen Bereich

$$\dot{\omega}_R(t) = -\frac{a \cdot V_F}{k \cdot N \cdot r^2}\left((1 - e^{-\frac{t}{T}}\right); \; T = \frac{\Theta_R V_F}{k \cdot N \cdot r^2}. \tag{11}$$

Die Zeitkonstante ist bei raschem Anbremsen klein, so daß sich schnell die Radverzögerung auf einen konstanten Wert einstellt.

$$\dot{\omega}_R(t) = -\frac{a \cdot V_F}{k \cdot N \cdot r^2}. \tag{12}$$

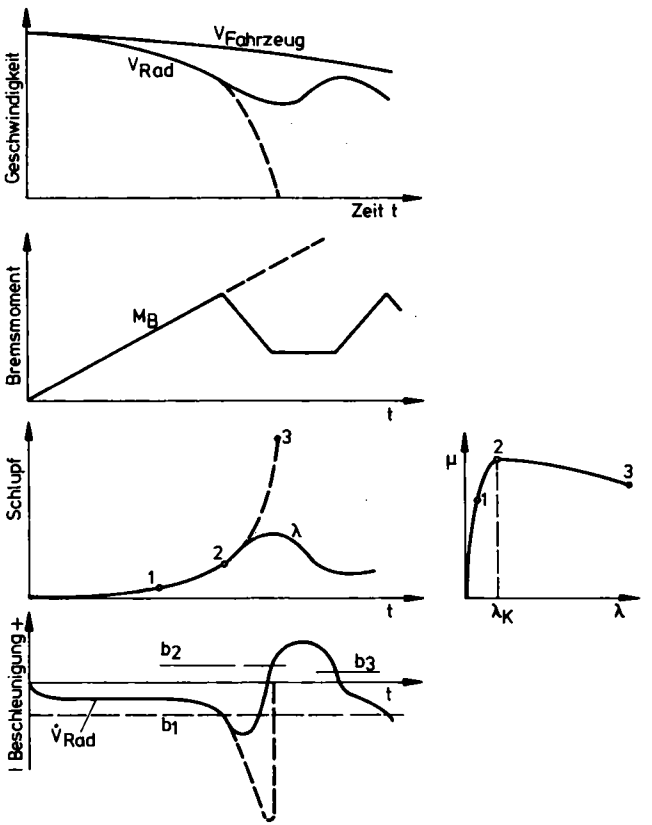


Bild 6. Darstellung eines Regelvorganges

Nach Überschreiten des kritischen Schlupfes λ_K gilt jedoch Gl. (10). Da im instabilen Gebiet $\mu_h \cdot r \cdot N$ = konst., geht die Bremsmomentsteigerung hier direkt in eine Radverzögerung ein, die sehr schnell große Werte annimmt. Bild 6 gibt den Verlauf eines solchen Bremsvorganges wieder.

Aus dem Bild wird deutlich, daß die Radverzögerung eine geeignete Regelgröße für den ABV ist. Legt man eine Schaltschwelle b_1 geringfügig oberhalb der maximal erreichbaren Fahrzeugverzögerung, so kann damit das Überschreiten von λ_K erkannt und eine Bremsmomentminderung eingeleitet werden. Bei ausreichender Steilheit der Bremsmomentminderung läuft das Rad nur geringfügig in den instabilen Bereich ein und baut die Verzögerung ab. Für $M_B < M_R$, Gl. (3), wird $\dot{\omega}_R$ positiv und das Rad vermindert seinen Schlupf. Hält man das Bremsmoment konstant, $M_B < M_R$, z. B. durch eine Schaltschwelle b_2 im positiven Bereich, so bleibt die Radbeschleunigung ebenfalls konstant, wenn die Schlupfkurve nach Bild 5 gilt. Unterschreitet der Schlupf den Wert λ_K, so fällt die Beschleunigung rasch ab und geht in eine Verzögerung über. Durch eine weitere Schaltschwelle b_3 im Bereich $\dot{\omega}_R \approx 0$ kann die erneute Bremsmomentsteigerung eingeleitet werden. Im Bild 6 ist ein solcher idealisierter Regelverlauf eingezeichnet.

In der Praxis läßt sich eine Regelung mit der einzigen Regelgröße Radumfangsbeschleunigung nur bei homogenen Fahrbahnverhältnissen realisieren. Bei wechselnden μ-Werten, d. h. wechselnden μ-Kurven, läßt sich nicht sicher der Schlupf bei optimalem Kraftschluß erfassen. Bei flach ansteigenden Schlupfkurven und geringem Anstieg $\dot{M}_B$ des Bremsmomentes (vorsichtiges Anbremsen) kann die Radverzögerung unterhalb des eingestellten Schwellwertes bleiben und trotzdem das Rad zum Blockieren kommen. Der gleiche Effekt stellt sich ein bei

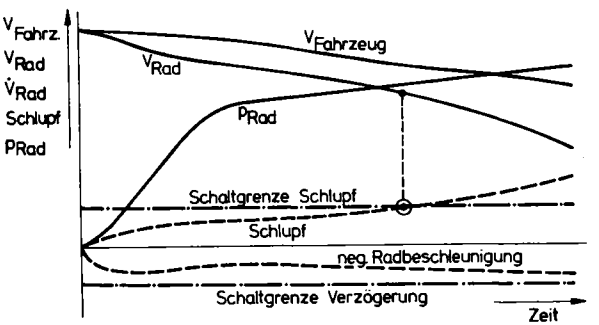


Bild 7. Verlauf der geregelten Bremsung eines Rades bei langsamem Bremsdruckanstieg und großem Radträgheitsmoment

einem großen Trägheitsmoment Θ_R des Rades, d. h. an der angetriebenen Achse und nicht ausgekuppeltem Motor im kleinen Gang.

Hierfür ist es notwendig, eine zusätzliche, dem Radschlupf ähnliche Größe als Regelgröße heranzuziehen und mit der Radumfangsbeschleunigung in geeigneter Weise zu kombinieren, Bild 7.

Das Zusammenwirken von Beschleunigungs- und Schlupfschwellen sowie deren Anzahl ist bei den einzelnen ausgeführten ABV-Systemen verschieden. Gemeinsames Ziel ist jedoch, die Regelung so ablaufen zu lassen, daß die jeweilig herrschende Bremskraft- und Seitenkraft-Schlupfkurve optimal ausgenutzt wird.

Dies wird besonders schwierig auf inhomogenen Fahrbahnoberflächen, d. h. beim Bremsen auf Fahrbahnen mit μ-Wert-Sprüngen. Hier ist neben der richtigen Erkennung des Bewegungsverhaltens des Rades die schnelle Anpassung des Bremsmomentes an die geänderten Verhältnisse von großer Wichtigkeit [2].

Bild 8 beschreibt schematisch den Ablauf eines Regelvorganges für ein nicht angetriebenes Rad. Wegen der Verknüpfung der Regelgrößen Radumfangsbeschleunigung b und Radschlupf λ ergeben sich andere Schaltzustände als im Bild 6 vereinfacht beschrieben wurde. Die Ermittlung der Referenzgröße v_{Ref} soll hier nicht näher erläutert werden [2].

Beim Anbremsen wachsen der Radschlupf und die Radumfangsverzögerung des antriebslosen Rades an. Nach dem Überschreiten der Verzögerungsschwelle zum Ansteuern der Ventileinheit muß das Rad erst zusätzlich eine bestimmte Geschwindigkeitsdifferenz durchlaufen, bevor der Bremsdruck abgebaut wird, damit das unvermeidliche „Rauschen" der Radgeschwindigkeitssignale gefiltert werden kann.

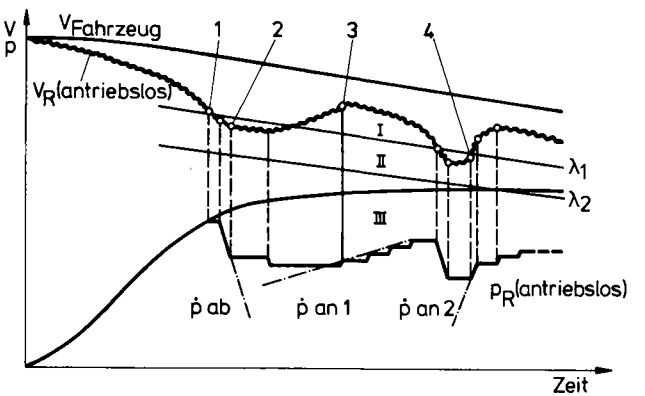


Bild 8. Charakteristik des TELDIX-Bremsreglers am Beispiel einer typischen Vollbremsung (Erläuterung im Text)

Zum Zeitpunkt 1 sei diese Bedingung erfüllt, und der Bremsdruck konstant gehalten. Im hier dargestellten Fall befindet sich das Rad bereits im instabilen Gebiet, in dem der Schlupf bei konstantem Bremsdruck weiter zunimmt. Sobald die Schlupfschwelle λ_1 unterschritten wird, setzt der Druckabbau ein, und zwar so lange, wie das Verzögerungssignal ansteht (Zeitpunkt 2). Dieser einmalige Druckabbau reicht im allgemeinen zur Wiederbeschleunigung des Rades aus. Ist dies nicht der Fall, so wird nach einer gewissen Zeit der Druck noch weiter gesenkt. Dadurch wird das Rad beschleunigt. Zum Zeitpunkt 3 ist diese Beschleunigungsphase beendet; das Rad befindet sich wieder im stabilen Gebiet. Ein unmittelbar anschließender, gepulster Druckanstieg bewirkt ein erneutes, diesmal aber sanftes Einlaufen in das instabile Gebiet.

Im zweiten Regelzyklus setzt erneut ein Druckabbau ein. Der einmalige Druckabbau reicht hier zur Wiederbeschleunigung des Rades aus. Im Zeitpunkt 4 tritt infolge eines positiven μ-Wert-Sprunges eine stärkere Wiederbeschleunigung ein. Durch einen kurzen schnellen Druckanstieg wird der Momentüberschuß ausgeregelt. Damit wird ein zu starkes Einlaufen des Rades in das stabile Gebiet und die damit verbundene Verminderung der Bremswirkung vermieden.

23 Regelsystem eines Fahrzeugs

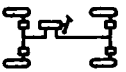
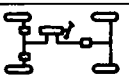
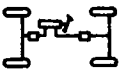
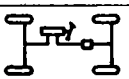
Bisher wurde nur gezeigt, welche regelungstechnischen Gesichtspunkte für ein Rad gelten. Bei einem Fahrzeug mit zwei oder mehreren Achsen wird die technisch perfekte Lösung eine ABV-Einrichtung sein, die jedes Rad einzeln nach der jeweiligen Kraftschlußbeanspruchung bei optimaler Brems- und Seitenkraftausnutzung regelt. Dies System erfüllt voll die einzelnen Kriterien der Leistungsbeurteilung einer ABV-Anlage:

Richtungsstabilität bei Geradeausbremsung,
Richtungsstabilität bei Kurvenbremsung,
Lenkbarkeit,
Richtungsstabilität und Bremsweg bei unterschiedlichen Kraftschlußbeiwerten rechts – links,
Bremsweg bei Kurvenbremsung nahe Kurvengrenzgeschwindigkeit.

Tabelle 1 stellt verschiedene vereinfachte Systeme der Einzelradregelung gegenüber.

Für PKW mit hohem Bremskraftanteil an der Vorderachse stellt die Einzelradregelung der Vorderachse und die Achsregelung an der Hinterachse einen guten Kompromiß zwischen Bremsverzögerung und Fahrstabilität bei gleichzeitiger Kostenreduzierung dar.

Tabelle 1: Vergleich unterschiedlicher Bremsregler-Systeme nach Leistung und Aufwand.

System	Bremsregler-System im zweiachsigen Fahrzeug		Richtungsstabilität		Lenkbarkeit	Auf Bremsregler-System (1) bezogene Bremswege		ungefährer Kosten-aufwand
	VA	HA [1]	bei Geradeausbremsung	bei Kurvenbremsung		bei μ_B = 0,8/0,2 rechts/links [2]	bei 90% der KGV [3] μ = 0,9	
1			+	+	+	100%	100%	100%
2			+	+	+	110... 120%	110... 120%	80%
3			+	+	+	250... [4]	250... [4]	55%
4			+	−	−	nicht vergleichbar		30%

1) Vorderachse VA und Hinterachse HA
2) Diese Spalte gibt die Bremswege auf Fahrbahnen mit unterschiedlichen Bremskraftbeiwerten auf der rechten und linken Fahrzeugseite an
3) Kurvengrenzgeschwindigkeit KGV
4) select-low-Regelung an VA und HA (Rad mit kleinerem μ-Wert bestimmt die Regelung)

Die Angaben nach Tabelle 1 gelten sinngemäß auch für mehrachsige Fahrzeuge und Fahrzeuge in Fahrzeugkombinationen. In diesem Falle müssen jedoch die Kräfte zwischen den Fahrzeugen, z. B. Motorwagen und Anhänger, beachtet werden.

Die einfache Hinterachsregelung dient nur zur Erhaltung der Richtungsstabilität. Sie kann aber bei Fahrzeugkombinationen, insbesondere bei Sattelzügen, von hohem Nutzen sein, da sie das Einknicken des Zuges beim Bremsen wirkungsvoll verhindern kann.

3 Konstruktion von ABV-Systemen

31 Raddrehzahlgeber

Zur Messung des Bewegungsverhaltens der Räder sind Geber erforderlich, die ein der Drehzahl des Rades proportionales elektrisches Signal erzeugen. Forderungen an den Geber:

Hohes Auflösungsvermögen,
Ausreichendes Signal auch bei kleinen Raddrehzahlen
($V_{min} \approx 3$ km/h),

Widerstandsfähigkeit gegen Temperaturbeanspruchung,
Erschütterung, Schmutz,
Einfacher Einbau in Radnabe.

Allgemein gebräuchlich sind induktive Geber, die aufgrund der Flußänderung eines magnetischen Feldes eine Wechselspannung erzeugen, deren Frequenz der Drehzahl proportional ist.

Bild 9. Induktiver stabförmiger Drehzahlgeber mit Polrad

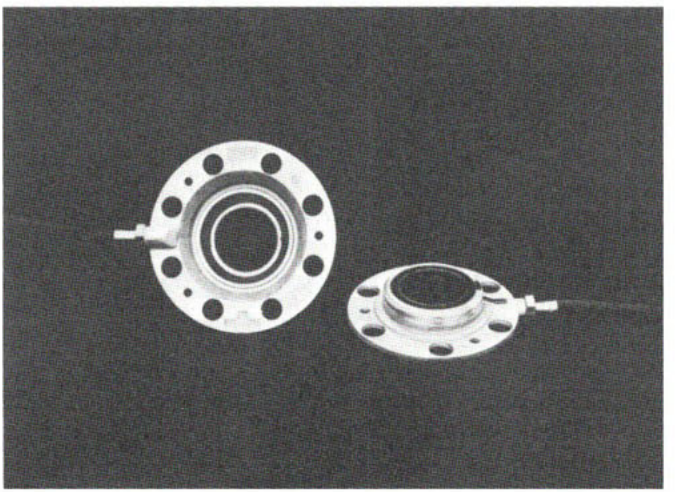


Bild 10. Ringförmiger Drehzahlgeber mit Induktionsring und magnetischem Polrad

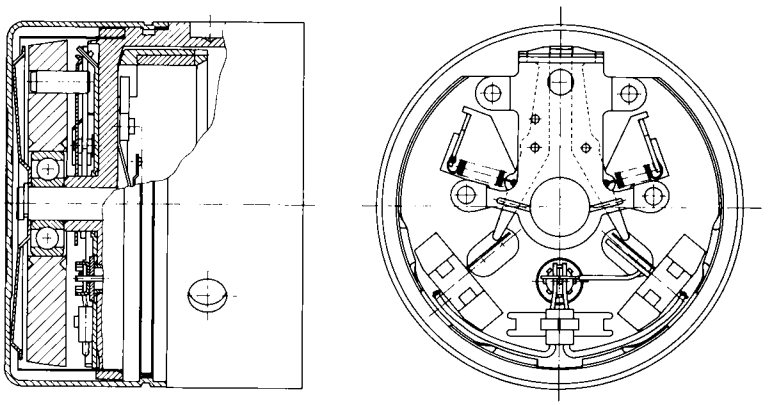


Bild 11. Drehbeschleunigungs-Geber

Bild 9 zeigt einen Geber, der radial oder axial einem Zahnrad gegenübersteht. Sein Ausgangssignal ist stark abhängig vom Luftspalt und damit von der Exzentrizität, außerdem ist die Frequenz mit dem Teilungsfehler des Zahnrades behaftet. Vorteilhaft ist das kleine Baumvolumen.

Bild 10 stellt einen ringförmigen Geber dar, der im Aufbau einem vielpoligen Wechselspannungsgenerator gleicht. Das Ausgangssignal ist exzentrizitätsunempfindlich, Teilungsfehler werden ausgeglichen. Der Einbau in die Radnabe ist schwieriger als beim stabförmigen Geber.

Eine Sonderstellung nimmt der Beschleunigungsgeber ein, der direkt das Erreichen von Grenzwerten der Radbeschleunigung meldet. Zur Gewinnung der Raddrehzahl muß ein zusätzlicher induktiver Geber angeordnet werden (Bild 11). Eine drehbar gelagerte Masse greift mit einem Verbindungsstift zwischen zwei Hebel, die je nach Federvorspannung und der Masse aufgeprägter Verzögerung bzw. Beschleunigung elektrische Kontakte betätigen.

32 Elektronisches Steuergerät

Die Regelfunktion des elektronischen Steuergerätes wurde schon in Abschnitt 22 und 23 beschrieben. Eine Sicherheitsschaltung überwacht das richtige Arbeiten und schaltet im Störungsfalle das Gerät ab, so daß die übliche Bremswirkung ohne ABV erhalten bleibt.

Im allgemeinen wird ein zentral angeordnetes Steuergerät verwendet, das mit den Sensoren und den Magnetventilen des Bremsdrucksteuergerätes über elektrische Leitungen verbunden ist. Auf dem US-

Markt setzt sich für LKW eine Bauart durch, bei der das elektronische Steuergerät und das Drucksteuergerät jeweils für *eine* Achse in einem Block zusammengefaßt ist. In der Mehrzahl arbeiten die Steuergeräte in analoger Technik mit diskreten Bauelementen. Zur Verbesserung der Funktionszuverlässigkeit und zur Kostenreduzierung werden jedoch integrierte Bauelemente eingeführt. Ziel der Entwicklung ist ein digital arbeitendes System in hochintegrierter Bauweise (LSI-Technik).

33 Bremsdrucksteuergerät

Das Bremsdrucksteuergerät erhält vom elektronischen Steuergerät Schaltimpulse, die über Magnetventile eine Bremsdruckabsenkung oder -steigerung einleiten. An diese Geräte werden besondere Anforderungen bezüglich der Schaltzeit (< 10 ms) und der Zuverlässigkeit gestellt. Der in Bild 6 angegebene Bremsmomentverlauf erfordert zwei 2/2-Magnetventile[1]), um die Phasen „Absenken", „Halten", „Anstieg" einzustellen.

Es sind jedoch auch Regelsysteme bekannt, die mit einem 3/2-Magnetventil[2]) arbeiten, mit den Phasen „Absenken" und „Anstieg", oder mit einem 3/2-Magnetventil und nachgeschaltetem hydraulisch oder pneumatisch gesteuertem Folgeventil, welches zu den Phasen „Absenken" und „Anstieg" noch eine zeitlich fest vorgegebene Phase „Halten" zuläßt.

Die beiden letzteren Systeme haben jedoch den Nachteil, daß die Regelung weniger gut anpassungsfähig ist und eine geringe Regelqualität gibt.

Bei den Bremsdrucksteuergeräten, die im Hydraulikkreis einer Bremse liegen (PKW, leichte bis mittlere LKW, Omnibusse), arbeiten die Magnetventile direkt im Hauptstrom. Die zur Betätigung der Bremse durch den Kolben im Hauptzylinder verdrängte Flüssigkeit durchströmt also die Magnetventile. Bei Steuergeräten für Druckluftbremsen läßt sich bei der geforderten kurzen Schaltzeit das Magnetventil nicht mit ausreichend großen Querschnitten auslegen. Es werden daher vorgesteuerte Ventile verwendet.

331 Bremsdrucksteuergerät für hydraulische Bremsanlagen

In der Praxis sind verschiedene Ausführungen des Bremsdruckgerätes verwirklicht, die im Bild 12 in vereinfachter Form für eine Regelstelle und einen Bremskreis dargestellt sind.

1) 2/2-Ventile besitzen zwei Anschlüsse und zwei Schaltstellungen, stromlos geschlossen bzw. stromlos geöffnet (Bild 12a).
2) 3/2-Ventile besitzen drei Anschlüsse und zwei Schaltstellungen. Im beschriebenen Anwendungsfall wird die Regelstelle, z. B. Bremszylinder, mit der Druckquelle oder dem Rücklauf verbunden.

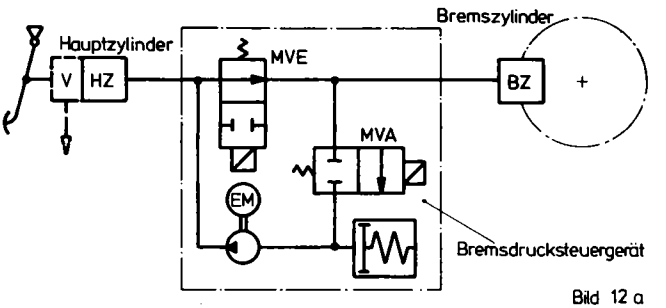


Bild 12 a

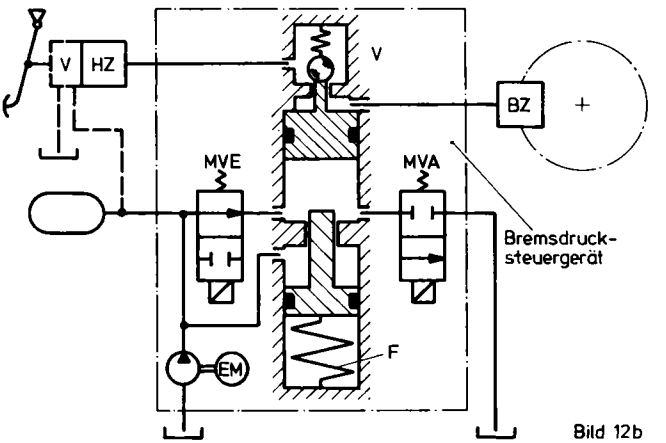


Bild 12b

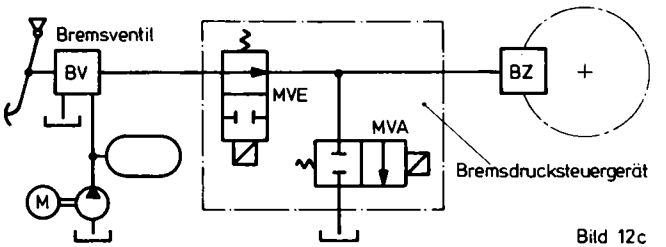


Bild 12c

a) Ausführung mit Rückförderpumpe, Hilfskraftbremse
b) Ausführung mit Schwimmkolben-Druckminderer, Hilfskraftbremse
c) Ausführung für Fremdkraftbremse

Bild 12. Prinzipdarstellung von Bremsdrucksteuergeräten

Bild 12a) zeigt die Anordnung mit einer *Rückförderpumpe*. Die Magnetventile MVE und MVA steuern den Radzylinderdruck. Die zur Druckverminderung über MVA abgelassene Flüssigkeit wird über die Pumpe wieder in den Bremskreis zurückgefördert. Bei Ausfall der Pumpe oder bei undichten Magnetventilen wird die Funktion der Bremsanlage nicht beeinflußt. Nachteilig ist die hohe Pumpenleistung und die damit erforderliche hohe Antriebsleistung des Elektromotors.

Bei der Anordnung nach Bild 12b) ist in die Bremsleitung ein *Schwimmkolben* geschaltet, der in seiner Ruhestellung ein Ventil V offen hält. Der Schwimmkolben wird unabhängig vom Bremsdruck durch den Speicherdruck in seiner Ruhestellung gehalten. Bei Ausfall des Speicherdruckes übernimmt die Feder F diese Aufgabe. Beim Ansprechen der Blockierschutzregelung wird der Druck unter dem Schwimmkolben vermindert. Dadurch schließt zunächst das Ventil V. Anschließend verschiebt sich der Kolben so weit, bis Kräftegleichgewicht an ihm herrscht. Gegenüber der Ausführung nach Bild 12a) baut diese Anordnung größer. Man kann jedoch die gespeicherte Druckenergie für andere Zwecke, z. B. hydraulische Bremsverstärkung, benutzen.

Die Anordnung nach Bild 12c) ergibt für das Bremsdrucksteuergerät den kleinsten Aufwand, erfordert aber eine Fremdkraftbremse. Das Bremsventil steuert proportional zur Fußkraft einen Druck in die Bremsleitung. Über die Magnetventile kann dieser Druck moduliert werden, wobei MVA die Flüssigkeit in den Rücklauf abläßt.

Die Vor- und Nachteile der beschriebenen Systeme sind vielfältig und hängen von den jeweiligen Einsatzbedingungen wie Bremsenbauart, Bauraum, Stückzahl, Serien- oder optionaler Einbau ab. Alle Ausführungen werden in Kompaktbauweise erstellt, d. h. ein zentrales Bremsdrucksteuergerät für beide Bremskreise und alle Regelstellen.

332 Bremsdrucksteuergerät für pneumatische Bremsanlagen

Druckluftbremsen mit pneumatischer Übertragungseinrichtung sind ausschließlich Fremdkraftbremsen, für die die Anordnung analog zu Bild 12c) gilt. Auf die Anordnung druckluftverstärkter Bremsen mit hydraulischer Übertragungseinrichtung soll hier nicht näher eingegangen werden, da bei ihnen sowohl im hydraulischen als auch im pneumatischen Teil die ABV-Regelung eingreifen kann.

Während bei hydraulischen Bremsen direkt schaltende Magnetventile verwendet werden können, sind bei der Druckluftbremse vorgesteuerte Ventile erforderlich. Hierbei sind verschiedene Bauarten zu unterscheiden. In der Ausführung nach Bild 13 wird der vom Bremsventil eingesteuerte Druck lediglich als Vorsteuerdruck benutzt, der bei der Blockierschutzregelung durch die 2/2-Magnetventile moduliert

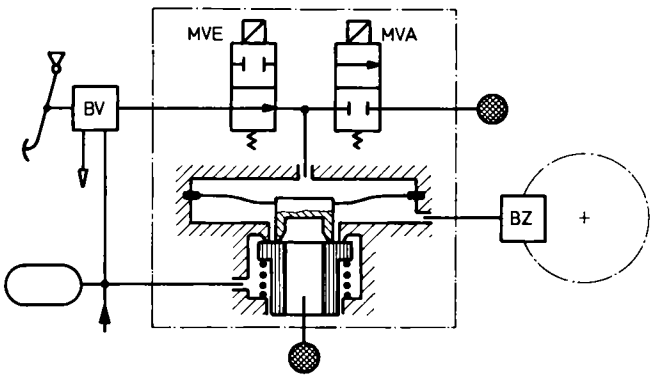


Bild 13. Bremsdrucksteuerventil mit Proportionalwirkung

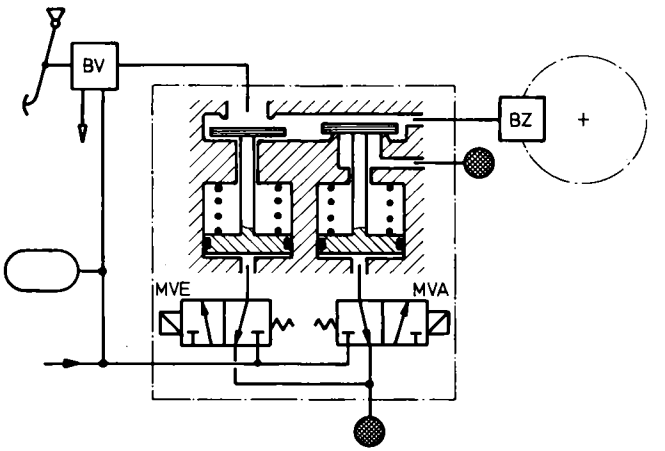


Bild 14. Bremsdrucksteuergerät mit vorgesteuerten Umschaltventilen

wird. Proportional zu diesem Druck wird aus einer Vorratsleitung über große Ventilquerschnitte die Bremszylinderleitung mit Druck beaufschlagt [13].

Ein einfaches Umschaltventil stellt Bild 14 dar. Je ein 3/2-Ventil beaufschlagt ein kolbenbetätigtes Hauptventil. Das Umschaltventil bleibt ohne Blockierschutzregelung in Ruhestellung, während die Ausführung nach Bild 13 die Funktion eines normalen Relaisventils ausübt. Beide Ventile können bei entsprechender konstruktiver Auslegung auch ohne Vorratsanschluß betrieben werden [4]. Weitere Bauarten des Bremsdrucksteuerventils sind bekannt [5, 7], bei denen sich der Druckverlauf nach einer fest vorgegebenen Charakteristik einstellt.

Literatur

[1] Byrdsong, Th. A., Investigation of the Effect of Wheel Braking on Side-Force Capability of a Pneumatic Tire. NASA Techn. Note TN-D-4602.
[2] Leiber, H., Czinczel, A., Der elektronische Bremsregler und seine Problematik. ATZ 74 (1972), S. 269–277.
[3] Mitschke, M., Wiegner, P., Der Blockiervorgang eines gebremsten Rades. ATZ 72 (1970) S. 350–363.
[4] Fritzsche, G., Reinecke, E., Elektronisches Bremsregelsystem für Nutzfahrzeuge. ATZ 74 (1972), S. 277–281.
[5] Neu, H.-J., Helling, J., Bremskraftregelung bei Schnellastwagen. ATZ 71 (1969), S. 71–76.
[6] Neu, H.-J., Wirkungsweise einer Bremskraftregelung bei Kurvenfahrt. ATZ 74 (1972), S. 63–69.
[7] Applicazione del sistema antibloccagio a controllo eletronico Fiat alla frenatura dei veicoli industriali. Anwendung des elektronischen Antiblockiersystems Fiat beim Bremsen von Nutzfahrzeugen. Associazone Technica dell' Automobile (ATA) (1972), S. 345–351.
[8] Bondard, P., Bourgoin, G., L'évolution du freinage électronique. Entwicklung elektronischer Bremssysteme. Ingenieurs de l'Automobile 5, (1972), S. 251–262.
[9] Tangny, Ch., Systèmes de freinage électronique pour vehicles industriels. Elektronische Bremssysteme für Nutzfahrzeuge. Ingenieurs de l'Automobile 12, (1971) S. 713–720.
[10] Robinson, M. S., Anti-Locking Brake Systems for Road Vehicles. A survey of the state of development in September 1971. MIRA-Bulletin No. 4 (1971), S. 9–18.
[11] Schafer, T. C., Douglas, J. W., The Chrysler „Sure-Brake". The First Production Four-Wheel Anti-Skid System. SAE-Paper 71 02 48.
[12] Stefanides, E. J., Skid Control Matches Corrective Action to Hazard. Design News – OEM 11 – 5 (1973), S. 60–61.
[13] Pond, J. B., Goodrich goes On-Highway with Anti-Skid. Automotive Industries (1972), S. 29–34.
[14] Belart, J., Fink, W., v. Grünberg, H., Hydraulische Bremskraftverstärkung und Blockierregelung am Kraftfahrzeug. ATZ 75 (1973), S. 375–381.

2.2 Personenkraftwagen

2.21 Aufbauten

Guntram Huber

1 Einleitung
2 Konzeption
21 Maßkonzeption
22 Sichtkonzeption
23 Formkonzeption
231 Geometrische Datenverarbeitung
232 Bauformen
3 Schwingungsverhalten der Karosserie
4 Festigkeitsfragen
5 Ausstattung
51 Spiegel
52 Schlösser
53 Sitze und Kopfstützen
54 Innenausstattung
6 Außenteile, Stoßfänger
7 Unfallschutz und Unfallsimulation
71 Kollisionsarten
711 Frontalaufprall
712 Seitenaufprall
713 Heckaufprall
714 Überschlag, Dachaufprall
72 Haltesysteme
721 Sicherheitsgurte
722 Kinderhalteeinrichtungen
723 Luftsacksysteme
73 Versuchs- und Prüfeinrichtungen
731 Fahrzeugbeschleunigungsanlagen
732 Testschlitten
733 Schlagpendel
734 Testpuppen

1 Einleitung

Die Entwicklung von Personenwagen-Aufbauten ist seit Ende der 60er Jahre durch starken Eingriff von staatlichen Sicherheitsvorschriften gekennzeichnet. Am umfangreichsten sind die FMVSS (Federal Motor Vehicle Safety Standards) der USA, welche am 1. 1. 1968 in Kraft traten und durch die NHTSA (National Highway Traffic Administration) laufend erweitert werden. Auf internationaler Basis ausgearbeitet werden Empfehlungen der ECE (Europäische Wirtschaftskommission), die durch eine vor der UNO abzugebende Annahmeerklärung von jedem Mitgliedstaat der UN für seinen Hoheitsbereich zum Gesetz erhoben werden können. Von den EG-Behörden in Brüssel (Europäische Gemeinschaft) werden Direktiven herausgegeben, welche nach Inkraftsetzung für die Zulassung eines Fahrzeugs in jedem der Mitgliedsländer verbindlich sind. Daneben beharren verschiedene Staaten auf nationalen Vorschriften. Die wichtigsten sind: Australien (ADR, Australian Design Rules), Japan und Schweden. (Für letztgenanntes Land sind die Vorschriften mit dem Buchstaben F mit nachfolgender Nummer gekennzeichnet). Bild 1 gibt einen Überblick über die wichtigsten Vorschriften, welche die verschiedenen Aufbauteile betreffen.

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

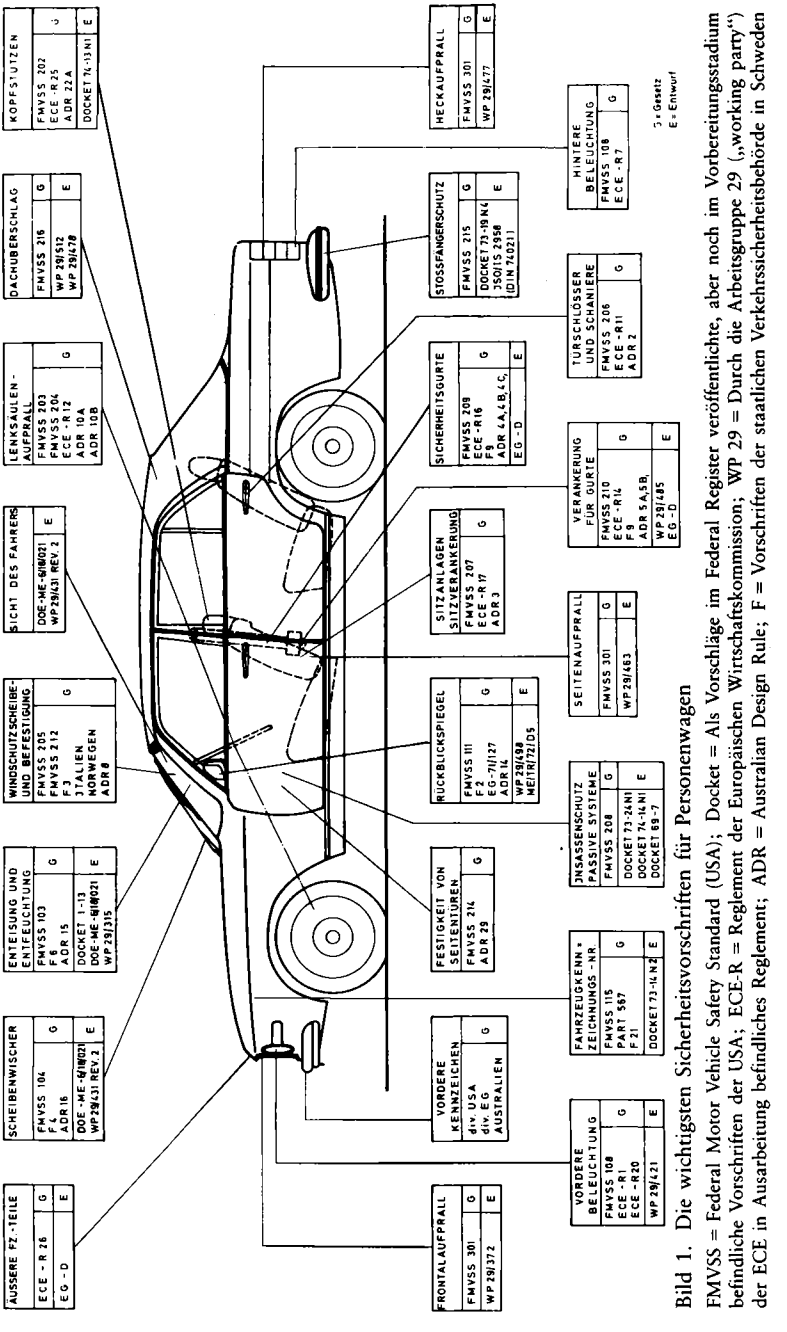


Bild 1. Die wichtigsten Sicherheitsvorschriften für Personenwagen

FMVSS = Federal Motor Vehicle Safety Standard (USA); Docket = Als Vorschläge im Federal Register veröffentlichte, aber noch im Vorbereitungsstadium befindliche Vorschriften der USA; ECE-R = Reglement der Europäischen Wirtschaftskommission; WP 29 = Durch die Arbeitsgruppe 29 („working party") der ECE in Ausarbeitung befindliches Reglement; ADR = Australian Design Rule; F = Vorschriften der staatlichen Verkehrssicherheitsbehörde in Schweden

2 Konzeption

21 Maßkonzeption

Als Ausgangspunkt für Fahrzeugentwürfe und Bezugspunkt bei einer Reihe von Sicherheitsvorschriften (Sichtfeld für den Fahrer, Enteisung und Beschlagfreihaltung der Windschutzscheibe, Wischfeld, Sicherheitsgurtverankerungen) hat sich der H-Punkt („Hüft-Punkt") eingeführt. Er wird dargestellt als der mechanische Hüftgelenkpunkt eines dreidimensionalen Manikin nach SAE Recommended Practice J 826, welches nach einem dort beschriebenen Verfahren in Sitzposition gebracht wird (Bild 2).

Da der H-Punkt bei einem beweglichen Sitz mitwandert, gilt als fahrzeugfester Bezugspunkt der SR-Punkt („Seating Reference Point"), auch R-Punkt genannt, welcher als H-Punkt in hinterster, tiefster Fahrstellung eines Fahrersitzes definiert wird. Da in einer Produktion und während der Benutzungsdauer eines Fahrzeugs der konstruktiv festgelegte SR-Punkt nicht genau eingehalten werden kann, lassen die Gesetzgeber Abweichungen innerhalb von Toleranzfeldern zu (Bild 3).

Bild 2. Dreidimensionales Manikin zur Bestimmung des Hüftpunktes (H-Punkt) und der Torsolinie nach SAE J 826.

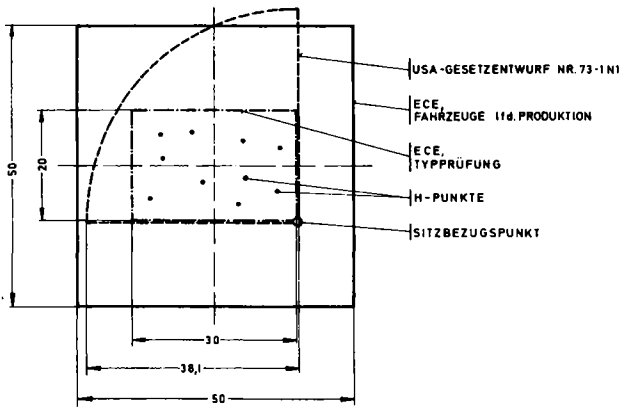


Bild 3. Zulässige Toleranzfelder für H-Punkt

22 Sichtkonzeption

Neben allgemeinen Bedingungen für gute Sicht sind die FMVSS Nr. 103, Entfrostung und Beschlagfreihaltung der Windschutzscheibe, Nr. 104, Wisch- und Waschsysteme für die Windschutzscheibe und Nr. 111, Rückblickspiegel zu beachten. Die geforderten Sichtfelder werden mit Hilfe von Augellipsen nach SAE Recommended Practice J 903 a bestimmt. Diese umschreiben mögliche Schwenkbereiche der Augen und werden mit Bezugsmaßen zum SR-Punkt eingezeichnet. An diese Ellipsen angelegte Tangenten mit festgelegten Winkeln zur Horizontalen und Vertikalen ergeben an ihren Durchstoßpunkten an der Windschutzscheibe Ecken von Rechteckfeldern, an die Forderungen bezüglich der Flächen bei Wischen, Enteisen und Beschlagentfernung gestellt werden. In USA, bei ECE und EG sind erweiterte Sichtvorschriften in Ausarbeitung, die auch zulässige Sichtverdeckungen durch Säulen usw. behandeln, wobei die Verdeckungen in Winkelgraden von Augpunkten aus ausgedrückt werden.

23 Formkonzeption

231 Geometrische Datenverarbeitung

Um bei Entwicklung und Betriebsmittelherstellung langwierige Routinearbeit zu sparen, bedient man sich zunehmend der geometrischen Datenverarbeitung im Karosseriebau. Hierbei werden die Karosserieflächen in einem mathematischen Modell beschrieben. Die erforderlichen Ausgangsdaten werden zunächst durch Abtasten eines Form-

modells durch ein induktives Fühlersystem (Bild 4) oder durch ebene Abtastung von Zeichnungen mit Hilfe einer photoelektrischen Meßeinrichtung gewonnen und in beiden Fällen unmittelbar auf Lochstreifen gespeichert. Es folgen programmierte Prüf- und Korrekturverfahren zur Flächenoptimierung. Die Fläche wird schließlich mathematisch eindeutig als Menge stetiger, vierseitiger Oberflächensegmente mit den Koordinaten der Eckpunkte und Tangenten in den Eckpunkten dargestellt.

Durch das Verfahren erübrigt sich u. a. das Abnehmen einer Form durch Schablonen und das Übertragen von diesen weg auf Linienrisse. Vor allem ist die Herstellung von Fertigungshilfsmitteln, wie Schablonen und Modellen, und von Tiefziehwerkzeugen ohne von Hand ausgearbeitete Konturzeichnungen möglich. Werkzeugkonstruktive Details (Ziehüberläufe, Flansche) werden ebenfalls als zusammengesetzte Flächenelemente mathematisch beschrieben mit definierter Trennlinie an die eigentliche Form des Karosserieteils angehängt. Die auf diese Weise gespeicherte Gesamtinformation kann nach entsprechender Umprogrammierung (Darstellung der Flächen durch Normalvektor, Fräserversatzrechnung, Vorsorge für kollisionsfreie Fräserbahn) zur Steuerung dreidimensionalbahngesteuerter Fräsmaschinen herangezogen werden.

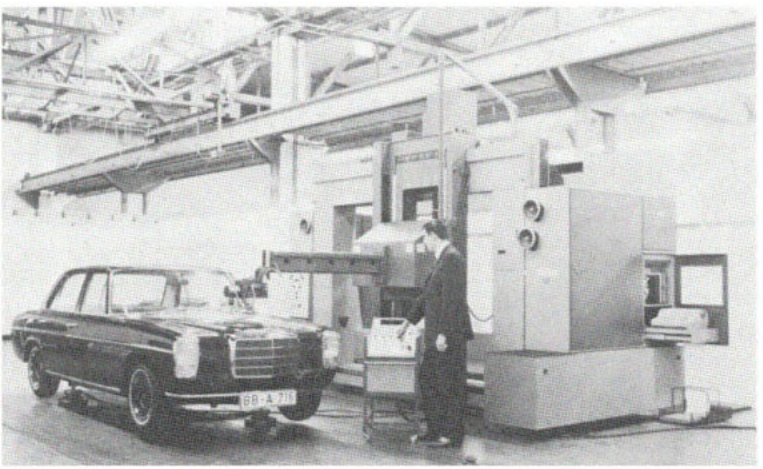


Bild 4. Abtastanlage für Fahrzeugmodelle mit induktivem Fühlersystem und Ausgabe der Koordinaten auf Lochstreifen

232 Bauformen

Während bei mittleren und größeren Personenwagen mit wenigen Ausnahmen (Audi 100, Renault 16, Citroen SM und CX 2200, Oldsmobile Toronado, Cadillac Eldorado mit Frontmotor /Frontantrieb, Tatra 2-603 und 613 mit Heckmotor/Heckantrieb) weiterhin die konventionelle Anordnung Motor vorn/Antrieb hinten dominiert, haben

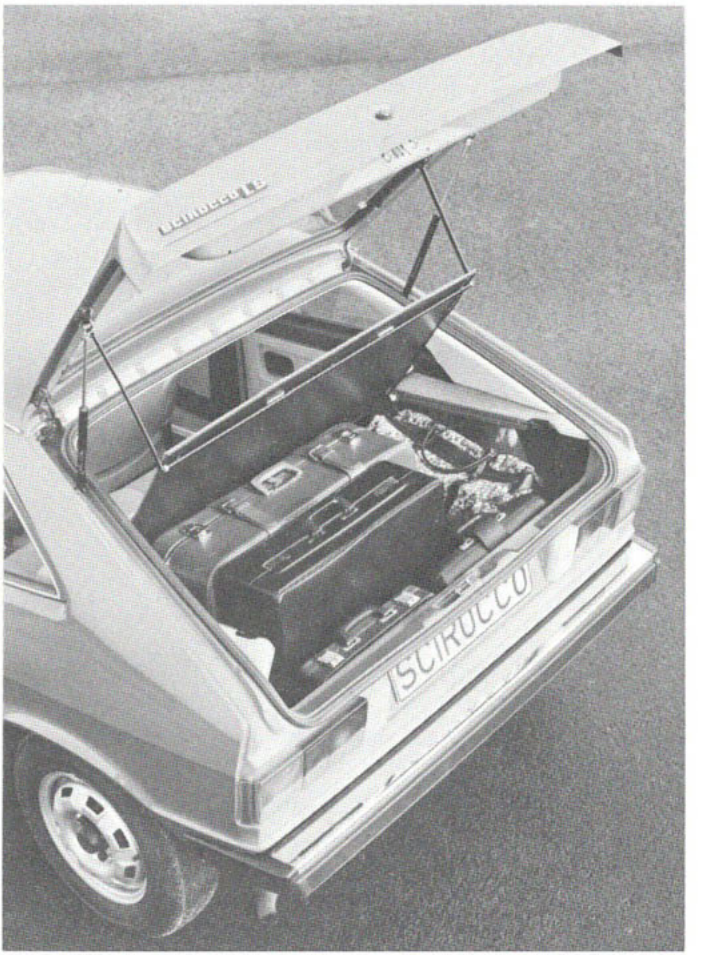


Bild 5. Heckklappe mit Gasfederentlastung und angelenkter Kofferraumabdeckung (VW Scirocco)

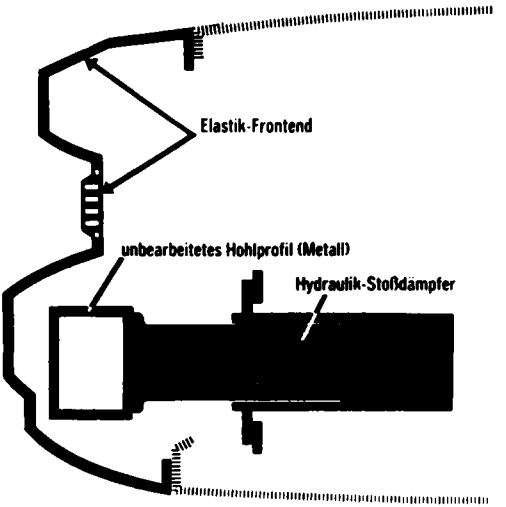


Bild 6. Elastisch verformbares Frontteil mit Pralldämpfer (Hydraulik-Stoßdämpfer)

bei kleineren Wagen in den letzten Jahren Frontmotor/Frontantrieb überwiegende Anwendung gefunden (Volkswagen Golf, Passat, Scirocco; Audi 50 und Audi 80; Renault R 5, Peugeot 104, Fiat 127). Durch wenig Überhang hinter der Hinterachse und Schrägheck wird kompakte Bauweise erreicht. Häufig wird als Zugang zum Kofferraum eine Heckklappe angewendet, welche die Heckscheibe enthält und Zugang zum Fahrgastraum über die umgeklappte Rückenlehne, ähnlich wie bei Kombifahrzeugen, bietet (Bild 5).

Bei verschiedenen amerikanischen Fahrzeugen werden Bug und teilweise auch Heckende als einteilige Endkappen aus Kunststoff (Polyurethan) gestaltet. Sie helfen Bagatellschäden vermeiden, bedingen jedoch geringe Ansprüche an Farbtreue, Oberflächengüte und Leichtbau (Bild 6).

3 Schwingungseigenschaften der Karosserie

Fahrzeugschwingungen sind lästig und ermüdend. Ihre Vermeidung wird deshalb als Beitrag zur „Aktiven Sicherheit" angesehen. Der Aufbau eines Personenwagens ist elastisch und deshalb als schwingungsfähiges Gebilde anzusehen. Biege- und Verdrehschwingungen meist 1., seltener 2. Ordnung und Schwingungen von Teilbereichen der Karosserie wie z. B. des Bodens, von Zwischenwänden und Beplan-

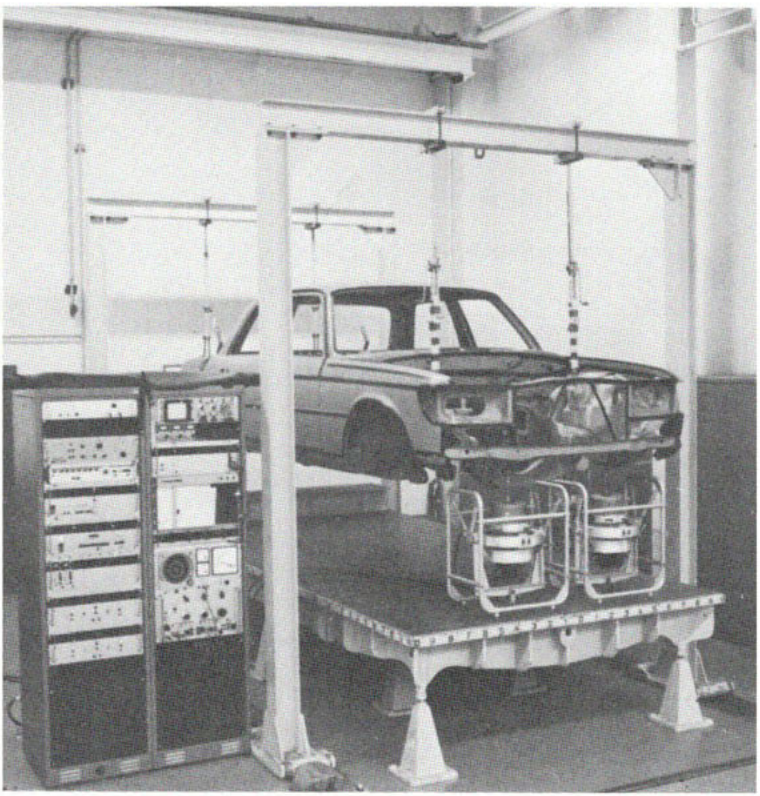


Bild 7. Schwingungsuntersuchung an Rohkarosserie mit elektrodynamischen Erregern (Daimler-Benz)

kungen im Fahrbetrieb können störend in Erscheinung treten, wenn infolge gleichfrequenter Erregung durch die Räder (Radumlauffrequenz), Radaufhängung, Motor oder Antriebstrang Resonanz eintritt. Schwingungsuntersuchungen an der Karosserie ohne Fahrwerk bei Anregung mit Hilfe von elektrodynamischen Erregern erlauben genaue Analyse der Schwingungseigenschaften (Eigenfrequenzen, Schwingungsformen, Amplituden, Eigendämpfung, Impedanz) (Bild 7).

Zweckmäßig ist die Einleitung der Erregerkräfte an Stellen möglichst großer Amplituden (Schwingungsbäuche), welche sich bei der Biege- und Verdrehschwingung 1. und 2. Ordnung an den Fahrzeugecken befinden. Die Reaktion der Karosserie wird mit Geschwindigkeits- oder Beschleunigungsgebern an einer ausreichend großen Zahl von Meßstellen abgetastet. Genaue und gut reproduzierbare Ergebnisse

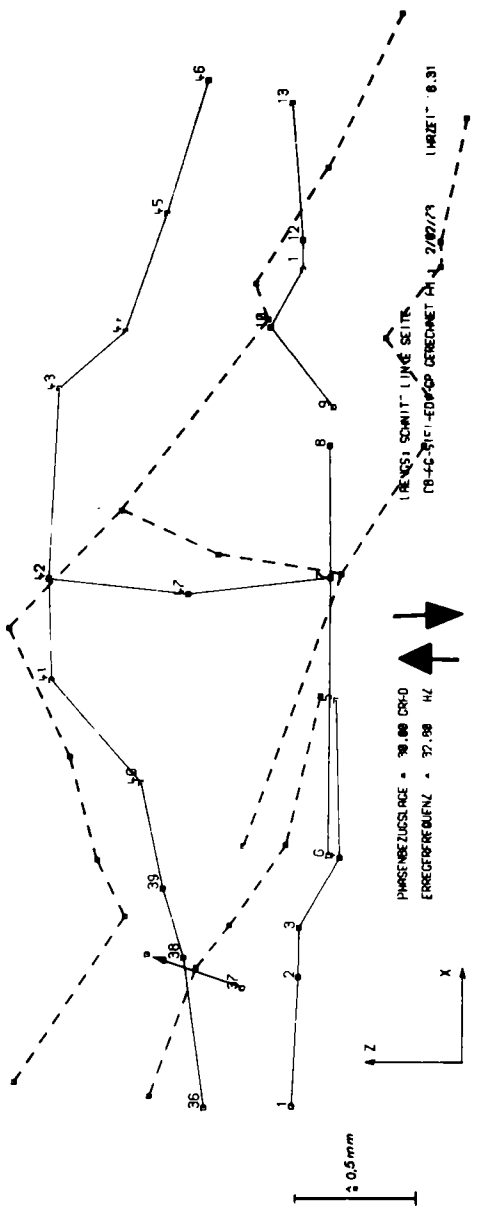


Bild 8. Verschiebungen an Meßpunkten der linken Karosserieseite während einer Verdrehschwingung

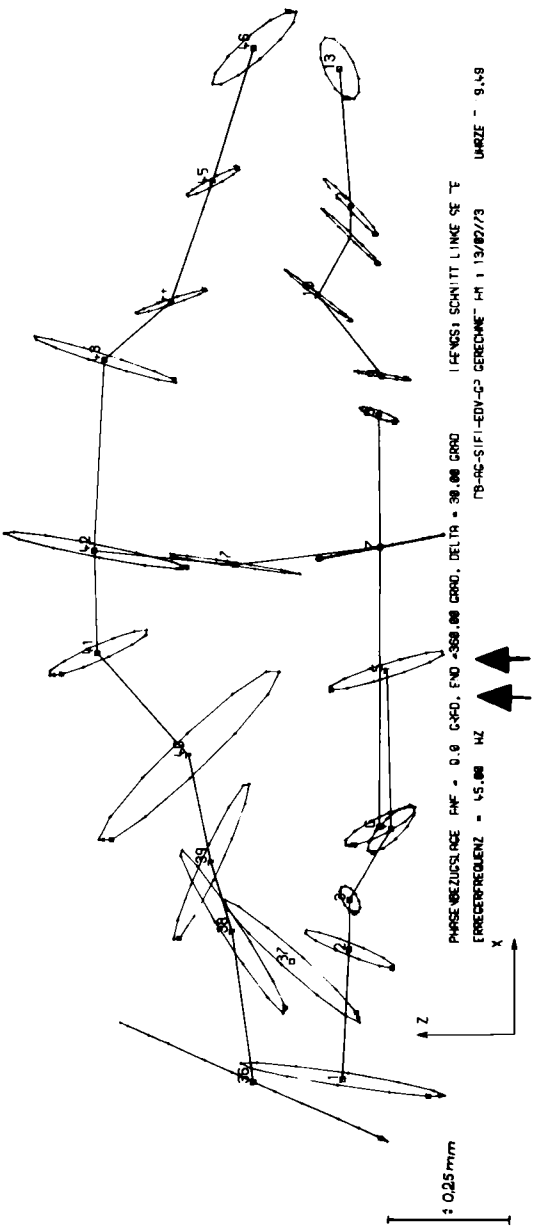


Bild 9. Bewegung verschiedener Karosseriepunkte während des Phasenumlaufs einer Biegeschwingung

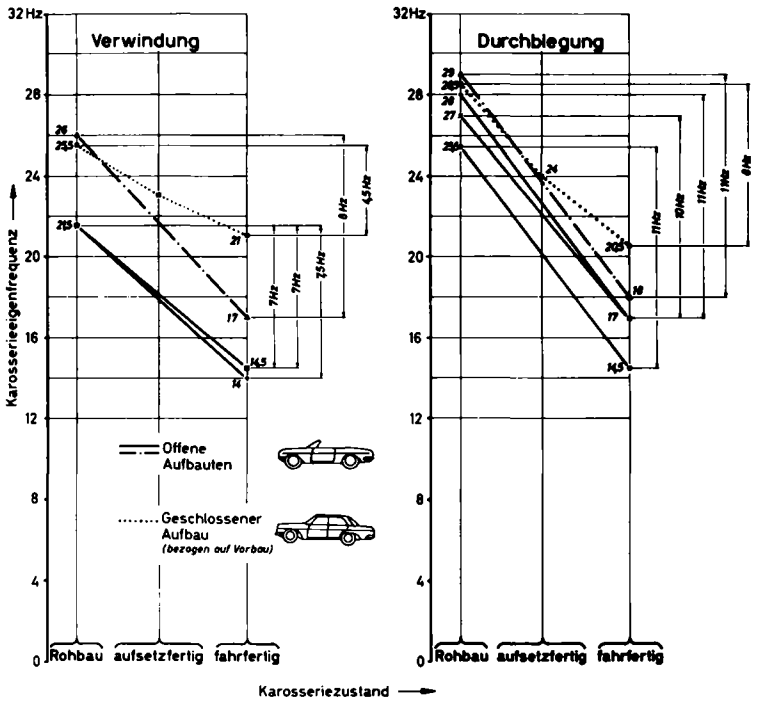


Bild 10. Veränderung der Eigenfrequenz von Biege- und Verdrehschwingung 1. Ordnung verschiedener Karosserien in Abhängigkeit vom Aufbauzustand

lassen sich dann erzielen, wenn die Erregerkräfte so gesteuert und die Krafteinleitungspunkte so gewählt werden, daß Phasenresonanz vorliegt: Alle Bauteile bewegen sich in der Frequenz der Anregung und stehen zu dieser in Phase oder Phasenopposition, das heißt, die Geschwindigkeit ist in Phase mit der Erregerkraft. Durch die Anpassung der Erregerkräfte an die Struktur und geschickte Wahl der Erregerstellung wird das Mehrmassensystem Karosserie auf ein Einmassensystem mit Feder und Dämpfer reduziert.

In Bild 8 ist eine Karosserieseite während einer Verdrehschwingung dargestellt, während Bild 9 die Bewegung verschiedener Karosseriepunkte während eines Phasenumlaufs einer Biegeschwingung zeigt. Aus Diagramm Bild 10 ist die Veränderung der Eigenfrequenz von Biege- und Verdrehschwingung 1. Ordnung verschiedener Karosserien in Abhängigkeit vom Aufbauzustand (roh, aufsetzfertig, fahrfertig) zu ersehen.

4 Festigkeitsfragen

Für statische Belastungsfälle steht neben der Spannungsuntersuchung im Reißlackverfahren mit Dehnmeßstreifen oder Setzdehnungsgebern als weitere Methode neuerdings das Fotostreßverfahren zur Verfügung. Dazu wird eine spannungsoptische Schicht aus Epoxydharz mit einer Stärke von 1,5 bis 2,5 mm auf den Prüfling aufgebracht, wobei als Bindemittel ebenfalls ein Epoxydharz mit gleichem E-Modul, aber mit einer Al-Pulver-Füllung verwendet wird, die dem Bindemittel seine reflektierende Eigenschaft verleiht, da anstelle von hindurchtretendem mit reflektiertem Licht gearbeitet wird. Mit dem Reflexionspolariskop können dann die Hauptdehnungsrichtungen und die Hauptdehnungsdifferenz bestimmt werden. Das Verfahren eignet sich besonders zur Untersuchung von GFK-Konstruktionen*), wo es wegen Fehlens der Fließeigenschaft im Gegensatz zu Metall keine örtliche Überschreitung eines bestimmten Dehnungswertes geben darf.

Für die Nachahmung dynamischer Beanspruchung aus dem Fahrbetrieb bedient man sich zunehmend elektronisch gesteuerter servohydraulischer Pulsatoren. Auf definierten Schlechtwegstrecken mit

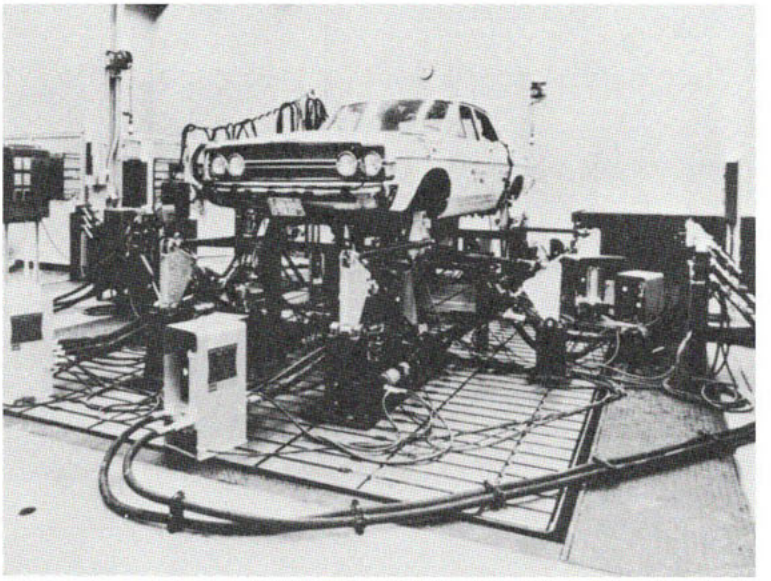


Bild 11. Hydraulische Pulsatoranlage, elektronisch gesteuert, mit dreidimensionaler Krafteinleitung an den Achsen (MTS)

*) Glasfaserverstärkte Duroplaste.

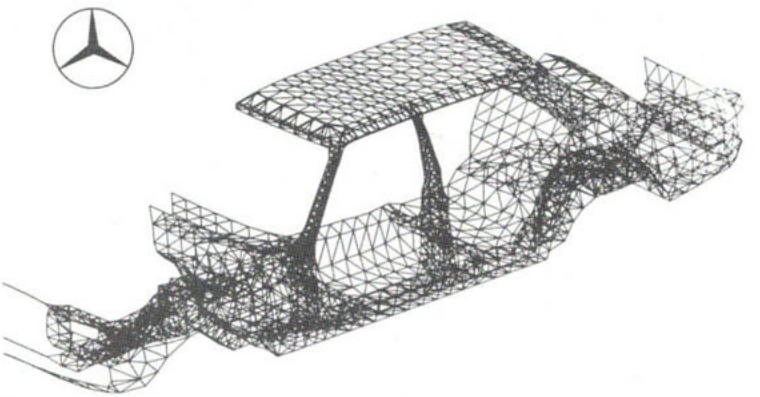


Bild 12. Karosserie-Ersatzstruktur für Steifigkeits- und Festigkeitsberechnungen mit Hilfe der Finite-Element-Methode.

Magnetband aufgenommene Weg/Zeit- oder Kraft/Zeit-Funktionen im Bereich kritischer Krafteinleitungspunkte können unmittelbar im Labor zum Nachfahren eines entsprechenden Programms an Baugruppen oder ganzen Fahrzeugen herangezogen werden. Bild 11 zeigt eine hydraulische Pulsatoranlage, auf der in dieser Weise Längs-, Quer- und Drehimpuls über die Achsen in das Fahrzeug eingeleitet werden.

Zur optimalen Gestaltung von Karosserie-Bauteilen hinsichtlich Festigkeit und Steifigkeit wird als Berechnungsverfahren die „Finite-Element-Methode" zu Hilfe genommen, bei der man in einem mathematischen Modell die Originalstruktur durch viele äquivalente Elemente von einfacher Form wie z. B. Stäbe, Rechtecke und Dreiecke, ersetzt, welche so miteinander verknüpft werden, daß die Kräfte im Gleichgewicht und die Formänderungen verträglich sind. Die Ersatzstruktur für eine Halbkarosserie besteht bei einem Beispiel aus 800 Knoten, 2500 Elementen und erfordert die Lösung linearer Gleichungssysteme mit etwa 3600 Unbekannten, so daß das Verfahren nur mit leistungsfähigen und schnellrechnenden Digitalcomputern wirtschaftlich angewendet werden kann. Bild 12 zeigt eine Karosserie-Ersatzstruktur.

5 Ausstattung

51 Spiegel

Ausreichende Information über rückwärtige Verkehrsvorgänge ist wesentlicher Bestandteil der Wahrnehmungssicherheit. FMVSS 111,

F 2 (Schweden), ADR 14, EG-71/127 sowie ein Gesetzentwurf von ECE befassen sich mit Mindestanforderungen an Rückblickspiegel im und am Fahrzeug bezüglich horizontaler und vertikaler Sichtwinkel, Anbringung und Reflexionsgrad. USA und Australien fordern für Innen- und Außenspiegel plane Flächen, also 1 : 1-Darstellung des reflektierten Bildes. Dies kann zwar Verzicht auf zusätzliches Sichtfeld bedeuten, erleichtert aber die Entfernungsschätzung, besonders wenn Innen- und Außenspiegel nicht auch noch mit unterschiedlicher Vergrößerung arbeiten. „Panoramaspiegel", die durch Krümmung und größere Fläche mehr Information liefern, sind umstritten, weil diese Mehrinformation die richtige Verarbeitung erschwert; bei seitlichen Nahobjekten stört vor allem das rasche Vorbeihuschen auf dem Spiegel.

Als Reflexionswert werden gewöhnlich 35% bei Tag- und 4% bei Nachteinstellung verlangt.

Der Außenspiegel soll durch den gewischten Bereich der Windschutzscheibe oder durch die Seitenscheibe einsehbar sein. Anbringung nach letztgenanntem Fall erleichtert die Einstellung vom Fahrersitz aus, welche FMVSS und ADR verlangen, außerdem ist das Blickfeld um so größer, je näher der Spiegel am Auge sitzt. Vorteilhaft ist Fernbedienung zur Einstellung ohne Öffnen der Scheibe. Eine günstige Lösung zeigt Bild 13.

Bild 13. Außenrückblickspiegel mit innenliegender mechanischer Verstellung (Daimler-Benz)

Der Innenspiegel soll zur Vermeidung von Verletzungen so angebracht sein, daß er unter definierter Belastung abfällt, abbricht oder sich wegbiegt, ohne gefährliche Kanten zu hinterlassen. Der Außenspiegel soll nicht wesentlich über die seitliche Fahrzeugkontur hinausragen und zum Schutz für Fußgänger abschwenkbar sein.

Periskopspiegel, die auf dem Fahrzeugdach angeordnet sind und über ein System von Reflektoren ein Bild des rückwärtigen Bereiches in den Innenraum vermitteln, haben sich noch nicht durchsetzen können, obwohl die Sicht nicht durch Hecksäulen beeinträchtigt und somit ein größerer freier Blickwinkel horizontal möglich ist. Nachteilig, abgesehen von hohem Aufwand, sind: Sichtbeeinträchtigung des im Freien liegenden Teils durch Schnee, Eis, Beschlag und Schmutz; Beschränkung des Sichtwinkels nach unten durch Dachhinterkante; nach oben zu richtender Blick des Fahrers; relativ starke Veränderung der Bildbegrenzung durch Änderung der Aughöhe.

52 Schlösser

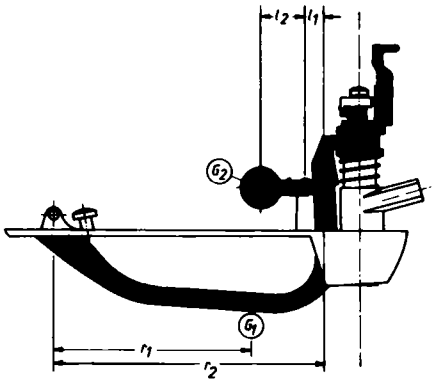
Es ist statistisch erwiesen, daß die Gefahr tödlicher Verletzungen für Personen, die bei einem Unfall aus dem Fahrzeug geschleudert werden, etwa fünfmal größer ist als für jene, die im Fahrzeug verbleiben. Entsprechend hohe Bedeutung kommt der Zuhaltefunktion der Türschlösser durch Formschluß hoher Festigkeit in Längs- und Querrichtung zu.

FMVSS 206, ECE R 11 und ADR 2 verlangen folgende Mindestbelastbarkeit:

	längs		quer	
	lbs	daN	lbs	daN
Sicherheitsraste	1000	444	1000	444
Hauptraste	2500	1111	2000	889

Von verschiedenen Schloßkonstruktionen werden diese Werte erheblich übertroffen. Für Türscharniere gelten die analogen Anforderungen. Zu prüfen sind Schlösser nach SAE Empfehlung J 839 b, Scharniere nach SAE J 934. Türschlösser dürfen sich bei einer Trägheitsbelastung von 30 g in Längs- und Querrichtung nicht öffnen.

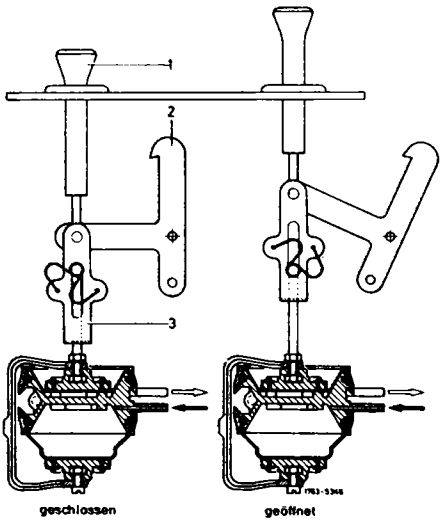
Gegen ungewolltes Öffnen durch Druck auf die Außenbetätigung bei Unfällen, z. B. durch einen Baum, empfehlen sich Zuggriffe. Nach außen gerichtete Massenkräfte durch das Griffgewicht müssen in diesem Fall durch einen entgegengerichteten Massenausgleich kompensiert werden (Bild 14).



Der Massenausgleich wirkt der in Auslöserichtung beschleunigten Türgriffmasse entgegen. Sein erforderliches Mindestgewicht ergibt sich, bei Vernachlässigung der Federkräfte, aus der Beziehung

$$G_2 = G_1 \frac{l_1 \cdot r_1}{l_2 \cdot r_2}$$

Bild 14. Massenausgleich an einem zugbetätigten Türgriff gegen unbeabsichtigtes Öffnen durch Trägheitskräfte bei Unfallstößen (Daimler-Benz)



1 Türsicherungsknopf
2 Riegel
3 Schnappfedermechanismus

Bild 15. Funktionsschema der Türverriegelung mittels eines Unterdruck-Arbeitselementes

Zur Erhöhung des Bedienungskomforts finden Zentralverriegelungen zunehmende Verbreitung. Sie arbeiten entweder elektromagnetisch oder pneumatisch. Bei manueller Verriegelung der Fahrertür werden automatisch alle übrigen Türen, gegebenenfalls auch Kofferraumdeckel und Tankklappe mitverriegelt. Pneumatische Anlagen arbeiten mit Unterdruck, der vom Ansaugsystem des Motors bezogen und in einem zentralen Unterdruckbehälter gespeichert wird. Die Betätigungskraft wird von einem Unterdruck-Arbeitselement an der jeweiligen Verriegelungsstelle erzeugt. Ein Schema Zentralverriegelung zeigt Bild 15.

53 Sitze und Kopfstützen

Neben ihrer Bedeutung für die Konditionssicherheit (Wohlbefinden des Fahrers) durch Abstimmung der Paßform und der Schwingungseigenschaften haben die *Sitze* wesentliche Funktion für die Aufprallsicherheit:

a) Ausreichende Festigkeit der Sitzverankerung am Boden, der Schiebesitzarretierung und des Sitzrahmens muß gewährleisten, daß der Sitz der Trägheitsbelastung infolge seines Eigengewichts bei einem Unfallstoß gewachsen ist. Alle gesetzlichen Vorschriften gehen von einer Mindestbelastbarkeit von 20 g in Wagenlängsrichtung aus,
b) Bei einem Heckaufprall soll die Rückenlehne den Oberkörper stützen, ohne nach hinten umzuklappen. Folgende nach rückwärts gerichtete und an der Lehne angreifende Mindestmomente um den H-Punkt werden verlangt:

FMVSS 207	ECE R 17	ADR 3
373 Nm	530 Nm	370 Nm

c) Rückseite und Lehnenoberkante der vorderen Sitze sollen so gestaltet sein, daß die Verletzungsgefahr für aufprallende Fondinsassen gemildert wird. Nach FMVSS 301 darf bei Pendelschlagprüfung nach SAE J 921 mit 24 km/h auf die Lehnenoberkante eine Verzögerung im Schlagkopf von 80 g nicht für mehr als 3 m/sec überschritten werden. Diesbezügliche Vorschriften anderer Länder sind weitgehend gleichlautend,
d) Sind Sicherheitsgurtverankerungen am Sitz angebracht, so muß dieser deren Belastbarkeit zusätzlich zur Trägheitsbelastung nach a) gewährleisten,
e) Als Tragelement für Kopfstützen, für die ebenfalls Festigkeitsanforderungen gelten, kommt den Rückenlehnen der Sitze weitere Sicherheitsbedeutung zu.

Bei längsverstellbaren Sitzen übernimmt ein auslösbarer Feststeller die Arretierung in den verschiedenen Positionen. Vorteilhaft gegen hohe Längskräfte ist beidseitige Arretierung in der Nähe jeder Schiebesitzführung, weil dadurch Schubbelastungen am Sitzrahmen vermieden werden, die sonst durch entsprechend steife Gestaltung des Rahmens kompensiert werden müßten. Zu achten ist bei doppelseitiger Arretierung auf Einrastsicherheit.

Kopfstützen haben neben ihrer Funktion als Komforteinrichtung die Aufgabe, Schäden an Halswirbelsäule und Halsmuskeln durch zu große Abwinklung des Kopfes nach hinten bei Heckaufprallstößen zu vermeiden. Die Abstützung erfolgt zweckmäßig in Schwerpunkthöhe des Kopfes, also am Hinterkopf, jedoch nicht im Genick, weil dadurch Überdehnungen am Hals eher gefördert werden. Außerdem soll der Horizontalabstand von Kopf zur Kopfstütze so gering wie möglich sein. Einschränkend für die Baugröße von Kopfstützen ist die nötige Sicht für Fahrer und Passagiere.

Es werden drei Grundbauarten angewandt:

a) Kopfstütze einteilig aus der Rückenlehne herausgeformt (Bild 16),
b) Kopfstütze als getrenntes, aber fest montiertes Teil (Bild 17),
c) Kopfstütze als getrenntes Teil, höhenverstellbar und herausnehmbar, gegebenenfalls auch nach vorne schwenkbar (Bild 18).

Bei typungebundenen, nachträglich anzubringenden Kopfstützen ist besonders auf ausreichende Festigkeit des Anbaus und Vermeidung verletzungsfördernder Teile zu achten.

Gesetzliche Vorschriften sind in Bezug auf Kopfstützen weitgehend einheitlich (FMVSS 202, ECE R 25, ADR 22):

a) Mindestbreite: 170 mm bei Einzelsitzen, 254 mm bei Sitzbank (nur USA und Australien),
b) Mindesthöhe: 700 mm über H-Punkt, gemessen entlang der Torsolinie einer Normpuppe,
c) Mindeststeifigkeit: Bei einem Moment von 373 Nm um den H-Punkt, aufgebraucht mittels einer Kugelform von 165 mm ⌀ an der Kopfstütze, darf deren Rückverschiebung in Kraftrichtung nicht mehr als 102 mm betragen,
d) Mindestfestigkeit: Eine Kraft von 890 N muß entsprechend c) aufgebracht werden können, wenn nicht die Rückenlehne vorher versagt.

USA und Australien gestatten zu d) einen dynamischen Alternativtest auf einem Testschlitten. Bei sinusförmiger Beschleunigung des Schlittens mit max. 8 g darf die Abwinkelung des Kopfes einer 95percentilen Testpuppe nach hinten nicht mehr als 45° betragen.

Bild 16. Zusammen mit der Rückenlehne ein Teil bildende Kopfstütze (Audi 80)

Bild 17. Kopfstütze als getrenntes, aber fest montiertes Teil, mit Durchbrüchen zur Verbesserung der Sicht (Volvo 264)

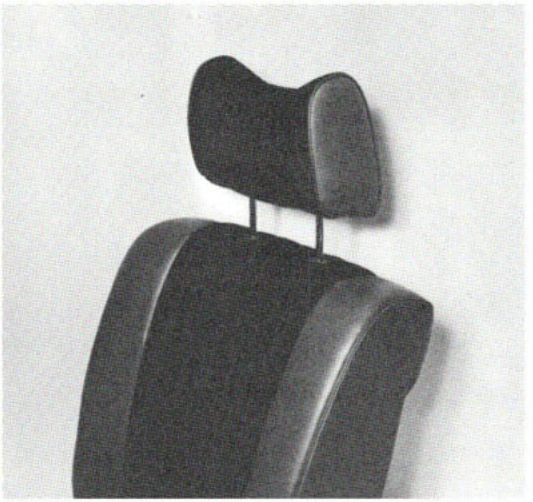


Bild 18. Kopfstütze höhenverstellbar und nach vorne schwenkbar (Daimler-Benz)

54 Innenausstattung

Die Gestaltung von Innenraumteilen hat maßgeblichen Einfluß auf das Verletzungsrisiko der Insassen bei Unfällen. Mögliche Aufprallflächen sollen mit energieverzehrendem Material bedeckt sein, das Vorstehen von Teilen (Schalter, Knöpfe, Hebel) soll durch versenkte Anordnung vermieden werden; wo nicht möglich, sind diese Teile durch nachgiebige Ausführung oder Krümmungsradien zu entschärfen. Ebenso sind sonstige berührbare scharfe Kanten abzurunden. Sicherheitsvorschriften (FMVSS 201, ECE R 21, ADR 21, F 8, EG-Direktive 74/60) präzisieren eingehend diesbezügliche Forderungen.

Der Schalttafel gilt besondere Aufmerksamkeit, weil sie im primären Aufschlaggebiet der vorderen Insassen liegt.

Gemeinsam ist allen Vorschriften die Prüfung der Schalttafeloberseite mit einem 6,8 kg schweren Schlagkopf mit 165 mm Durchmesser, wobei am Kopf eine Beschleunigung von 80 g über mehr als 3 m/sec nicht überschritten werden darf. Die zu prüfenden Aufschlagbereiche sind unterschiedlich definiert. Zur Abpolsterung der Schalttafel werden nachgiebige Kunststoffteile herangezogen. Bild 19 zeigt als Beispiel den Schnitt durch eine Schalttafel, die aus einem mit Polyurethanschaum aufgeschäumten Blechträger besteht. Da energieverzehrende Auflagen gewöhnlich nicht so viel Verformungsweg bieten, daß über die Herabsetzung örtlicher Flächenpressung und Abbau von Verzöge-

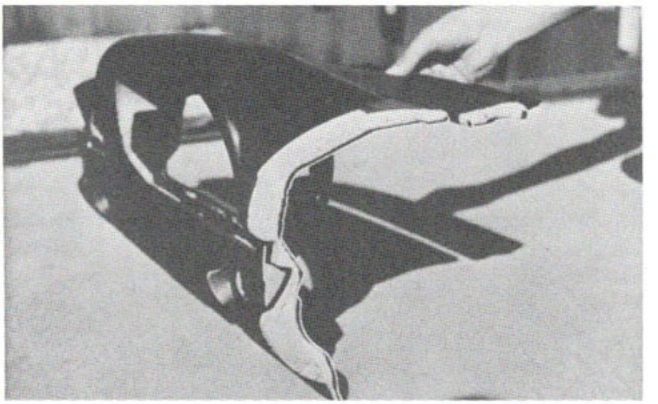


Bild 19. Schnitt durch Schalttafel, Blechtragkörper mit energieverzehrendem Polyurethan aufgeschäumt

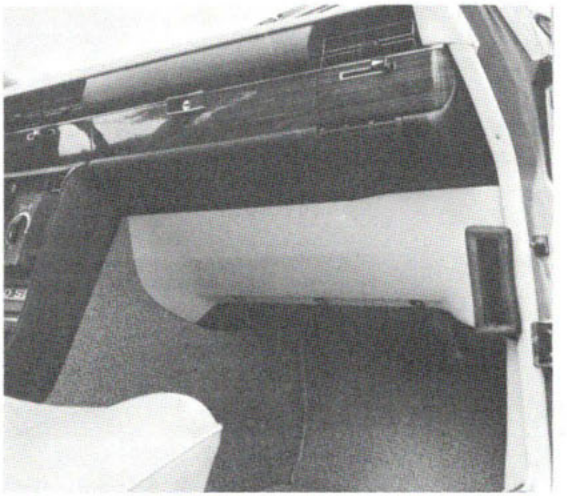


Bild 20. Glattflächige Abdeckung der Schalttafelunterseite zur Vermeidung von Knieverletzungen

rungsspitzen hinaus deutliche Verminderung der Verzögerung eintritt, ist zusätzlicher Energieabbau durch vorzusehende Verformbarkeit der Tragkörper, z. B. aus Blech, vorteilhaft.

Zum Schutz der Knie dienen glattflächige Abdeckungen an der Schalttafelunterseite (Bild 20). Verformbare Bauteile an dieser Stelle, wie z. B. Blechhohl- oder Schaumkörper, helfen, die Stoßkräfte auf

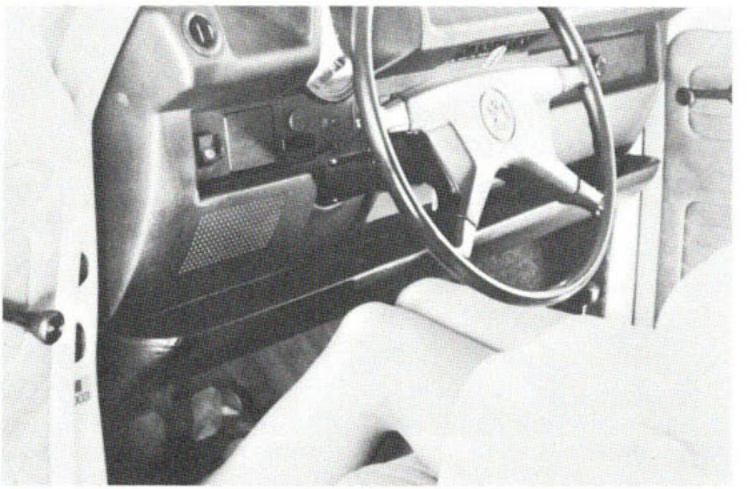


Bild 21. Energieaufnehmender Knieschutz als Bestandteil eines passiven Haltesystems zusammen mit einem Diagonalgurt (VW)

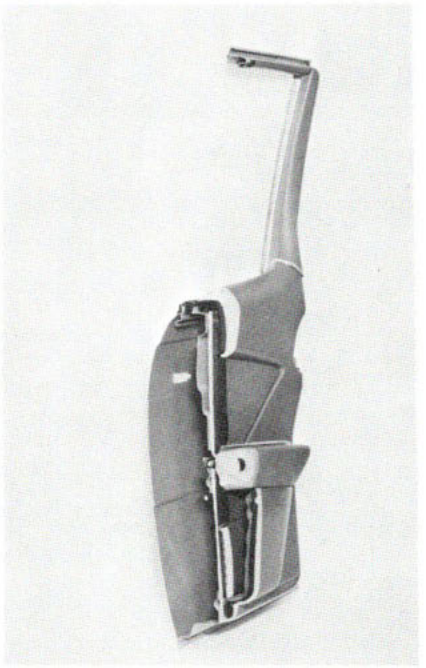


Bild 22. Schnitt durch Tür und profilierten Türbelag mit ausgeschäumten Polsterflächen (Daimler-Benz)

Knie und Oberschenkel auf ein erträgliches Maß zu begrenzen. Als tolerierbar gelten 760 daN pro Bein. VW bietet einen derartigen Knieschutz als Ersatz des Beckengurtes zusammen mit einem passiven Diagonalgurtsystem an (Bild 21).

Verkleidungen der Dachrahmen, Säulen und Türen sowie Sonnenblenden und Armlehnen können ebenfalls aus energieverzehrendem Material, z. B. aus PUR (Polyurethan)-Schaum gefertigt werden. Man spricht von Integralschaum, wenn die Haut der Bauteile durch besondere Schäumverfahren aus dem für diese Art speziellen Schaum herausgebildet wird. Bei einem anderen Verfahren wird eine vorgeformte Kunststoffolie, meist aus PVC mit ABS-Beimischung, in einer Schäumform unterschäumt. Für Armlehnen gelten in den USA und in Schweden Mindestanforderungen für Nachgiebigkeit und Berührungsfläche mit der Hüfte. Bild 22 zeigt einen profilierten Türbelag mit ausgeschäumten Polsterflächen.

6 Außenteile, Stoßfänger

Stoßfänger an Personenkraftwagen werden ihrer eigentlichen Aufgabe, den Aufbau bei leichteren Stößen vor Beschädigungen zu schützen, zunehmend besser gerecht. Ein wesentlicher Anstoß hierfür war FMVSS 215, worin ab 1. 9. 1972 ein Frontalaufprall mit 5 mph (8 km/h) und ein Heckaufprall mit 2,5 mph (4 km/h) auf eine starre Barriere verlangt wurde, ab 1. 9. 1973 auch für hinten eine Aufprallgeschwindigkeit von 8 km/h sowie eine wiederholte Aufschlagprüfung ebenfalls mit 8 km/h mit einem besonders geformten Pendel (Bild 23) nacheinander an verschiedenen Stellen der Stoßfänger in verschiedenen Höhen zwischen den Grenzen 406 und 508 mm vom Boden bis zur „Aufschlaglinie". Bedingung ist, daß während des Aufschlags außer der Aufprallrippe keine Fläche des Pendels berührt wird und daß sowohl bei den Barrierentests wie bei den Pendeltests Leuchteinrichtungen, Motorhauben, Heckdeckel und Türen, Kraftstoffanlage, Kühlwasserversorgung, Auspuffanlage, Antrieb, Radaufhängung, Lenkung und Bremsen unversehrt bleiben, soweit es zur ordnungsgemäßen und vorschriftsmäßigen Funktion notwendig ist. Vorgesehen ist ferner ein Aufschlag des Pendels auf die seitlichen Stoßfängerecken mit 4,8 km/h mit 60° zur Fahrzeuglängsachse geneigter Schlagrichtung. Das Pendelgewicht entspricht dem Leergewicht des zu prüfenden Fahrzeugs.

Eine Reihe von Einzelstaaten der USA verlangen über die bundesstaatliche Vorschrift hinaus, daß beim 8 km/h-Frontalauffahrtest keinerlei Beschädigung am Fahrzeug auftritt („no damage"-Forderung).

In Anlehnung an die Pendelprüfung nach FMVSS 215 sind im DIN-Entwurf 74021 Prüfverfahren und Anforderungen an Stoßfänger

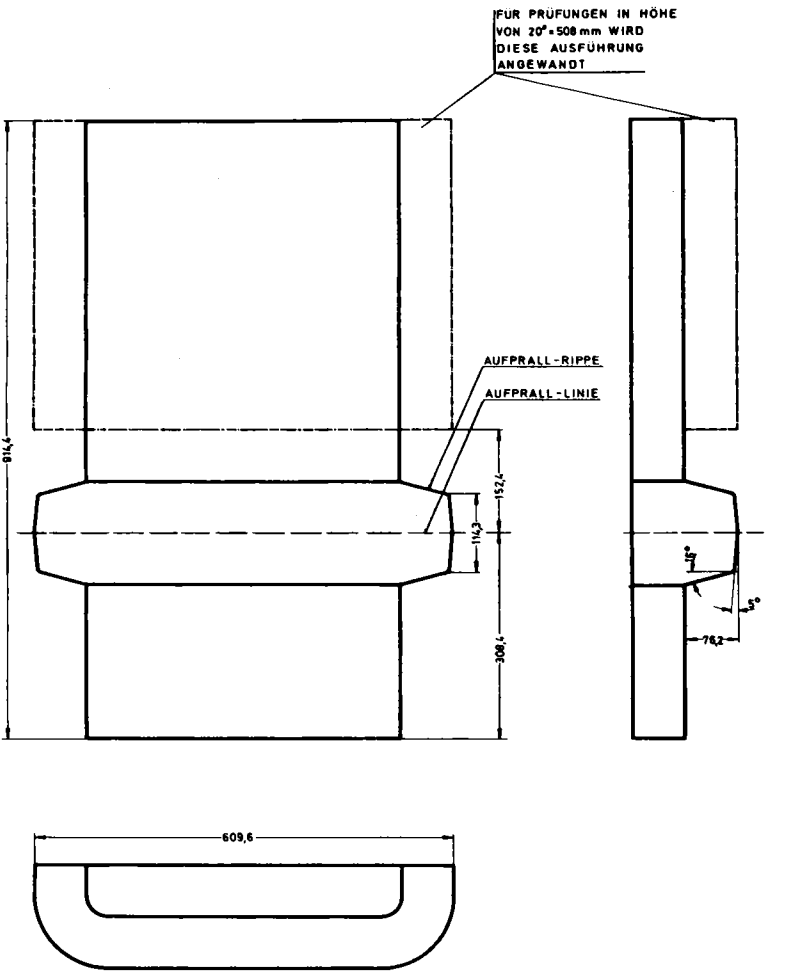


Bild 23. Stoßkörper (Schlagpendel) zur Prüfung von Stoßfängern nach FMVSS 215

niedergelegt. Die Auftreffgeschwindigkeit des Pendels beträgt jedoch 4 km/h in Wagenlängsrichtung und 2,5 km/h auf die Stoßfängerecken; der obere Erker des sonst gleichen Pendels fehlt und Stoßfänger und deren Befestigungsteile dürfen im Gegensatz zu FMVSS 215 zwischen den Prüfungen (je zwei Aufschläge an Vorder- und Rückseite des Fahrzeugs, je ein Aufschlag an jeder Fahrzeugecke) repariert oder ausgetauscht werden. Außerdem ist das Pendel nur in einer Höhe ein-

zurichten (Höhe der Aufschlag- bzw. Bezugslinie 445 mm über dem Boden), dafür aber das Fahrzeug in zwei Beladungszuständen (Leergewicht nach DIN 70020 und Konstruktionsgewicht) zu prüfen.

Die gesetzlichen Forderungen haben die Entwicklungen von Stoßfängersystemen mit definierter Energieabsorption vorangetrieben. Bei gegebener Stoßenergie E ist die zulässige Belastbarkeit F_{max} der Aufbaustruktur über die Stoßfängeraufhängung zu wählen, so daß sich nach der Beziehung

$$E = \eta \cdot F_{max} \cdot s_{max}$$

der erforderliche Verformungs- oder Verschiebeweg s_{max} ergibt, wobei η der Gütegrad des Energieabsorbers ist (Bild 24). Elastische Federn (Stahl, Gummi) arbeiten mit etwa $\eta = 0{,}5$, so daß sich damit unerwünscht große, da in die Fahrzeuggesamtlänge eingehende, Verschiebewege ergeben. Mit geringerem Weg kommen Elemente aus, die mit möglichst geringem elastischem Anteil die Stoßenergie nahezu vollständig in Deformationsarbeit oder Reibungsarbeit (mechanisch oder hydraulisch) umwandeln.

Wegen der in USA geforderten wiederholten Stoßprüfungen an ein und demselben Fahrzeug können dort nur regenerierbare (reversible) Systeme eingesetzt werden. Hierzu muß ein gewisser Energiebetrag zur Rückstellung in die Ausgangslage gespeichert werden; dieser sollte jedoch zur Vermeidung eines elastischen Rückschlages (Rebound-Effekt) nicht zu groß werden.

Als Systeme mit Umwandlung der kinetischen Energie in Deformationsarbeit sind neben allen verformbaren Blechkonstruktionen zu

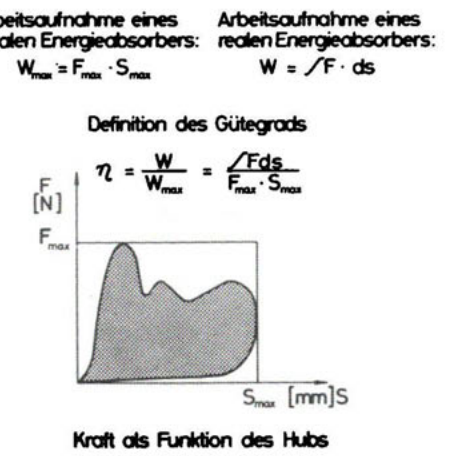


Bild 24. Kenndaten eines energieabsorbierenden Stoßfängers

nennen der Omark-Energieabsorber, bei dem ein Bolzen durch eine Matrize gezogen wird, das Stufenrohr, bienenwabenähnliche Metallgitter (Honeycomb), sowie ein vom Batelle-Institut entwickeltes Verbundmaterial aus einer Aluminiumlegierung mit eingelagerten geschäumten Kohlenstoffkügelchen. Diese Ausführungen haben zwar hohen Gütegrad, sind jedoch nicht regenerierbar und bedürfen zusätzlicher Trag- und Führungselemente für den Stoßfänger.

In der Praxis häufig angewandt werden hydraulische Stoßdämpfer mit Rückstellung, deren Rohre Trag- und Führungsaufgaben mit übernehmen. Der Gütegrad liegt bei 0,8 bis 0,9. Solche Stoßdämpfer werden mit geschwindigkeitsunabhängiger (Fichtel & Sachs) oder geschwindigkeitsabhängiger (Fichtel & Sachs, Boge, Bilstein) Dämpfkraft geliefert. Im ersten Fall wird bei veränderlichem Hub jeweils die maximale Auslegungs-Dämpfkraft erreicht, während im zweiten in Abhängigkeit von der Stoßgeschwindigkeit der verfügbare Hub ganz oder teilweise bei veränderlicher Dämpfkraft ausgenützt wird. Bei Pralldämpfern der Firma Menasco wird ein spezielles Silikonelastomer anstelle der herkömmlichen Hydraulikflüssigkeit benutzt.

Bei allen Systemen mit einzelnen energieabsorbierenden Elementen ist eine sehr steife, balkenartige Stoßstange zur Verbindung beider Elemente und zur Übertragung abseits der Elemente einwirkender Kräfte notwendig. Neben tiefgezogenen oder gerollten Profilen aus Stahlblech finden vielfach stranggepreßte Aluminiumträger Anwen-

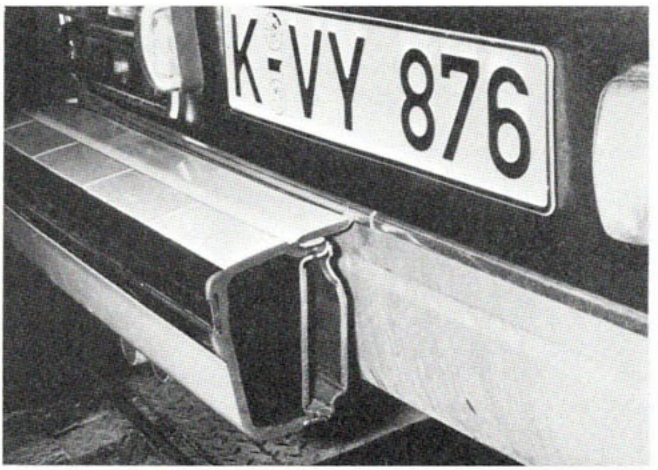


Bild 25. Schnitt durch energieabsorbierenden Stoßfänger aus Kunststoff mit Kammernsystem (Ford Capri)

dung; bei ihnen läßt sich die Wanddicke über dem Querschnitt variieren; auch Hohlprofile sind möglich.

Bei Stoßfängern aus Kunststoff wird die hohe innere Dämpfung infolge der Deformation der Zellstruktur und der Reibung der Zellwände aufeinander zur Energieabsorption herangezogen. In Frage kommen vor allem unelastisch eingestellte halbharte Integralschaumsysteme aus Polyurethan oder EPDM, die entweder in Vollschaumausführung (Gütegrad 0,5 bis 0,6) oder mit einem Kammersystem (Gütegrad 0,6 bis 0,7) den Stoßfänger einschließlich Außenkontur bilden. Notwendig ist jedoch ein zusätzlicher Tragkörper aus Metall zur Aufnahme der Biegekräfte. Bild 25 zeigt den Schnitt durch einen Kunststoffstoßfänger mit Kammersystem (Ford Capri).

Zur Vermeidung von Beinverletzungen bei angefahrenen Fußgängern ist eine möglichst große, annähernd vertikale Frontfläche der Stoßfänger anzustreben.

7 Unfallschutz und Unfallsimulation

71 Kollisionsarten

Zur Entwicklung von Maßnahmen zur Erhöhung der Sicherheit von Fahrzeuginsassen werden Unfälle im Experiment nachgeahmt. Bei

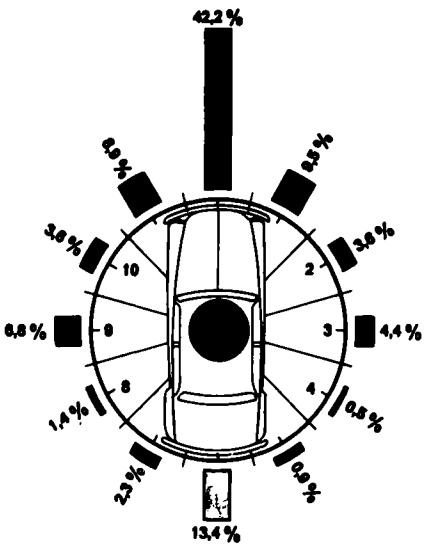


Bild 26. Häufigkeit der Unfall-Stoßrichtungen (Quelle: Statistik der Folksam-Versicherung, Schweden, für 1970)

Aufprallunfällen wird je nach betroffenem Fahrzeugbereich und Stoßrichtung zwischen Frontal-, Seiten- und Heckaufprall unterschieden. Für die Definition der Stoßrichtung ist der Bezug auf ein Uhrenziffernblatt vorteilhaft (Bild 26). Neben diesen vorwiegend horizontalen Stößen ist der Überschlag von Bedeutung.

711 Frontalaufprall

Wie Bild 26 zeigt, kommt der frontale oder nahezu frontale Stoß (von etwa 11 Uhr bis 1 Uhr) am häufigsten vor. Er wird deshalb auch am häufigsten mit Fahrzeugen simuliert, nämlich durch Aufprall gegen eine starre, flache Barriere. Grundlage für Auslegung der Barriere nach Masse, Nachgiebigkeit und Art der Prallfläche (Sperrholz 19 mm dick) ist SAE Recommended Practice J 850a. Der Barrierenaufprall mit 50 km/h (bzw. 30 mph) ging als erster in die Sicherheitsgesetzgebung ein. Kriterien sind hierbei:

Lenkungsverschiebung (FMVSS 204, ECE R 12, ADR 10B)

Der Mittelpunkt der Lenkradnabe darf sich nicht mehr als 127 mm (5″) horizontal gegenüber einem unbeeinflußten Punkt des Fahrzeugs nach hinten verschieben.

Dichtheit der Kraftstoffanlage (FMVSS 301)

Während und nach dem Aufprall darf nicht mehr als 1 Unze/min (28,38 g/min) Krafstoff ausfließen.

Einglasung der Windschutzscheibe (FMVSS 212)

Die Scheibeneinfassung muß mindestens 75 % des Scheibenumfangs festhalten, bzw. je 50 % des Umfangs beiderseits der Fahrzeugmittelebene, wenn eine nicht angeschnallte 95 %-Testpuppe in jede vordere äußere Sitzposition gesetzt wird.

Sicherheitsgurte und passive Haltesysteme (FMVSS 208)

Kein kraftübertragendes Element eines Sicherheitsgurtes oder einer Gurtverankerung darf vollständig versagen. Bei Einbau passiver Haltesysteme sind an Testpuppen zu messende Verletzungskriterien an Kopf, Brust und Oberschenkel einzuhalten.

Die konstanten Bedingungen beim Barrierenaufprall liefern reproduzierbare Versuchsergebnisse, so daß die bei diesem Test meßbaren Auswirkungen an Fahrzeug und Testpuppen als Vergleichsmaßstab zur Beurteilung der Schwere von Straßenverkehrsunfällen herangezogen werden. Hierzu ist zunächst eine klare Definition der Geschwindigkeiten der beteiligten Fahrzeuge vor, während und nach einem Zu-

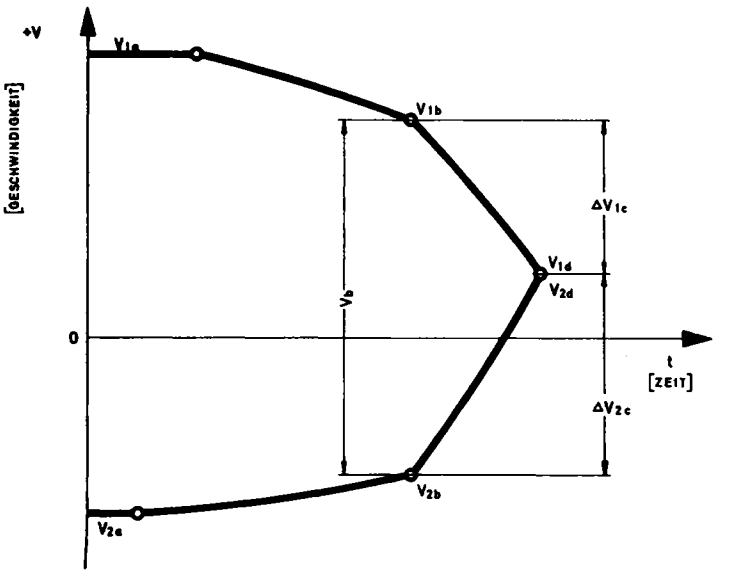


Bild 27. Definition der Geschwindikeiten beim Zusammenstoß zweier Fahrzeuge.

Index 1: Fahrzeug 1; Index 2: Fahrzeug 2

v_a = Annäherungsgeschwindigkeit
v_b = Berührungsgeschwindigkeit
Δv = Änderung der Geschwindigkeit während der Kontaktzeit
Δv_c = Geschwindigkeit am Ende der Deformation

sammenstoß notwendig (Bild 27). Mit Index 1 und 2 sind zwei aufeinanderfahrende Fahrzeuge gekennzeichnet, die sich mit den ihnen eigenen Geschwindigkeiten v_{1a} und v_{2a} einander annähern. Dieses sind jedoch nicht die eigentlichen Unfallgeschwindigkeiten, weil bis zum Zeitpunkt der Berührung noch Geschwindigkeitsänderungen durch Verzögern (Bremsen mit Motor oder Betriebsbremse, Schleudern, Kontakt mit anderen Hindernissen) auftreten können. Die Berührungsgeschwindigkeiten sind v_{1b} und v_{2b}, die für die Unfallschwere ausschlaggebende relative Berührungsgeschwindigkeit ist

$$v_b = v_{1b} - v_{2b}.$$

Während des Kontaktes verformen sich die Fahrzeuge und erfahren eine Geschwindigkeitsänderung Δv_c, die aufgrund des Impulssatzes allein vom Verhältnis der Massen m_1 und m_2 der beiden Fahrzeuge, nicht aber von deren Verformungscharakteristik (Kraft-Weg-Kurve) abhängt, und haben bei Deformationsende die Geschwindigkeiten v_{1d} und v_{2d} erreicht. Aus Auffahrversuchen gegen die feste Barriere ist

bekannt, welche Auffahrgeschwindigkeiten eine bestimmte Fahrzeugdeformation zur Folge hat. Wenn die in Verformung umgewandelten Energien für die beiden Fahrzeuge mit E_1 und E_2 bestimmt werden, dann ist

$$E = E_1 + E_2.$$

Mit Hilfe des Impulssatzes läßt sich die Bezeichnung

$$E_v = \frac{1}{2} \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \cdot v_b^2 \, (1 - \varepsilon^2)$$

oder umgeformt

$$v_b = \sqrt{\frac{2E_v}{1 - \varepsilon^2} \cdot \frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2}} \tag{1}$$

herstellen, womit die relative Berührungsgeschwindigkeit bekannt ist. Hierbei ist ε die gemeinsame, ebenfalls aus Barrierenauffahrversuchen ermittelte Stoßzahl, welche gewöhnlich um 0,1 beträgt.

Aus Energiesatz und Impulssatz folgt dann

$$\Delta v_{1c} = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot v_b \tag{2}$$

$$\Delta v_{2c} = \frac{m_1}{m_2 + m_1} \cdot v_b \tag{3}$$

sowie nach Einsetzen von (1) in (2) und (3)

$$\Delta v_{1c} = \sqrt{\frac{2E}{1 - \varepsilon^2} \cdot \frac{m_2}{m_1} \frac{1}{(m_1 + m_2)}}$$

$$\Delta v_{2c} = \sqrt{\frac{2E}{1 - \varepsilon^2} \cdot \frac{m_1}{m_2} \frac{1}{(m_1 + m_2)}}.$$

Die auf diese Weise errechneten Geschwindigkeiten Δv werden „ETS" (englisch: equivalent test speed) oder „BEV" (englisch: barrier equivalent velocity) genannt. Sie sind nicht die tatsächlichen Geschwindigkeitsänderungen der Fahrzeuge, entsprechen jedoch den Auffahrgeschwindigkeiten, welche beim Barrierentest anzuwenden wären, um eine gleich große Deformation hervorzurufen. Dabei wird vorausgesetzt, daß sich die Kraft-Weg-Charakteristik der beteiligten Fahrzeuge in vergleichbarem Rahmen bewegt. Nur unter dieser Voraussetzung ist es möglich, beim Barrierentest vergleichbare Verhältnisse sowohl bezüglich Deformation, als auch der Änderung der Geschwindigkeit zu erhalten.

Problematisch ist bei dieser Methode allein die hinreichend genaue Bestimmung von E_v, zumal zutreffende Deformationscharakteristiken

von Fahrzeugen nur beschränkt zugänglich sind. Eine einfachere, aber weniger genaue Methode, um ETS zu bestimmen, ist, nur von der Verformung eines Fahrzeugs auszugehen und daraus die Barrierenaufprallgeschwindigkeit zu bestimmen, welche dieselbe Verformung hervorruft. Die dabei angenommene Geschwindigkeitsänderung während des Aufpralls kann dabei jedoch deutlich von den tatsächlichen Verhältnissen abweichen. Da frontale Zusammenstöße bei Straßenverkehrsunfällen wegen seitlichen Versatzes überwiegend unsymmetrisch zur Längsachse der betroffenen Personenwagen verlaufen (Begegnungsseite stärker verformt), werden neuerdings auch Frontalaufprallversuche gegen seitlich versetzte, zu Fahrtrichtung angeordnete Barriere (englisch „offset-test", nur ein Teil der Fahrzeugfront wird erfaßt) und 60° schräg zur Anfahrrichtung angestellte Barriere vorgenommen.

Bei Auffahrversuchen werden interessierende Stellen und Bauteile des Fahrzeuges sowie an Testpuppen Beschleunigungen und Kräfte gemessen. Dies geschieht in der Regel über Schleppkabel. Seltener werden die Werte mittels Telemetrie an eine Meßzentrale übermittelt. Dort werden sie auf Magnetband gespeichert, von wo sie auf Oszillographe überspielt oder in Rechnern weiterverarbeitet werden können (z. B. Integration, vektorielle Addition von Beschleunigungen, Aufbereitung für Plotter-Diagramme). Bild 28 zeigt ein Diagramm aus einem 50 km/h-Frontalauffahrversuch mit gemessener Beschleunigung und errechnetem Geschwindigkeits- und Verformungsverlauf über der Zeit. Stationäre oder mitfahrende Spezial-Zeitlupenkameras (500 – 1000 Bilder/s) halten Verformungs- und Bewegungsabläufe zur nachfolgenden Analyse in Zeitdehnung oder Einzelbildbetrachtung fest. Die Auswertung wird erleichtert mit einem Gerät, bestehend aus einem Meßtisch, auf den die Einzelbilder eines Zeitlupenfilmes nacheinander projiziert werden; am Fahrzeug vorhandene Markierungspunkte werden mit einem Sensor mit Fadenkreuz von Hand angefahren, ihre Koordinaten elektronisch gespeichert und auf Lochkarten abgelocht. Damit ist jede gewünschte Weiterverarbeitung auf elektronischen Rechenmaschinen möglich.

Durch Messung der Aufprallkräfte mit vor der Barriere angebrachten Prallplatten und Kraftmeßdosen zwischen diesen Platten und der Barriere lassen sich Aufschlüsse über Verlauf und Verteilung der dynamischen Kräfte während eines Aufpralls gewinnen. Eine mögliche Aufteilung der Meßplatten zeigt Bild 29.

Die Aufgabe der Karosseriestruktur besteht beim Frontalaufprall im wesentlichen darin, den „Überlebensraum" für die Insassen zu sichern und die Stoßverzögerung für Fahrzeug und Insassen in erträglichen Grenzen zu halten. Beide Aufgaben werden erleichtert durch eine gezielte Verformbarkeit des Vorbaus. Dadurch werden Verformungen durch Überlast von der Fahrgastzelle abgehalten. Vorbaudeformation kommt den Insassen als zusätzliche Verzögerungsstrek-

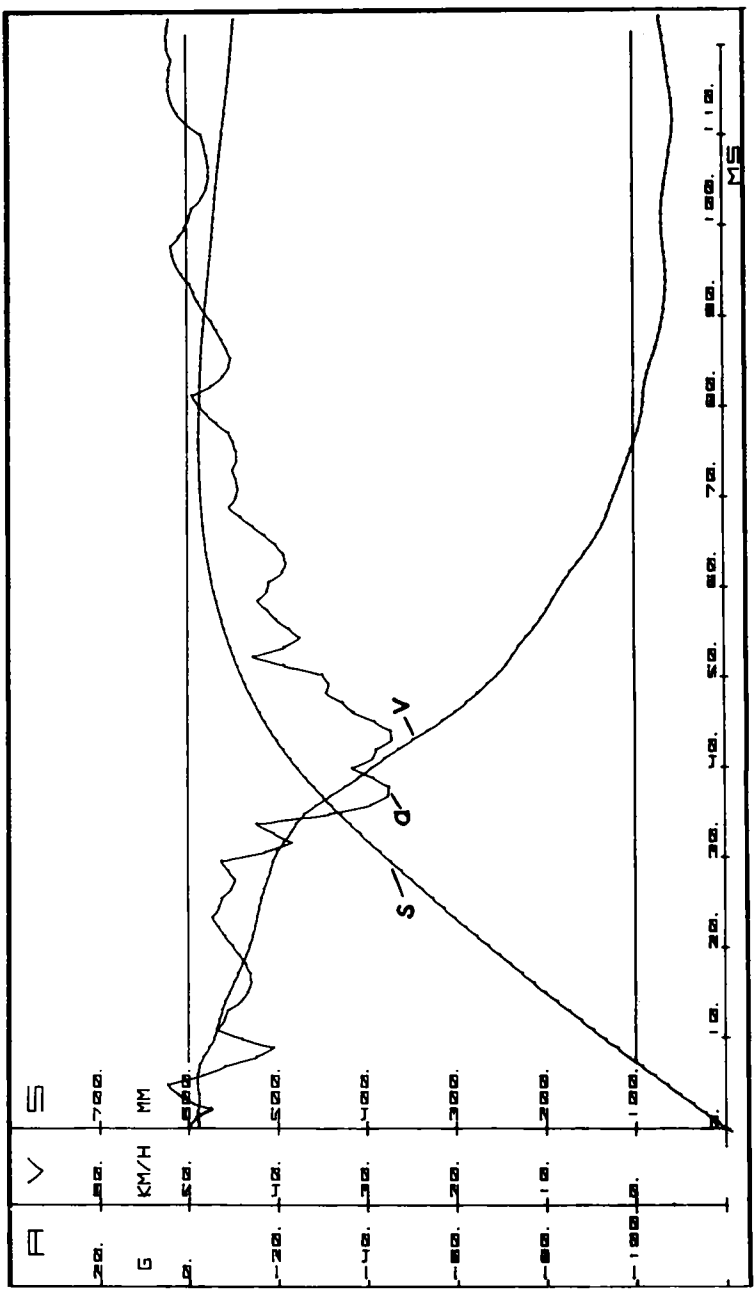


Bild 28. Verlauf der Verformung (s), der Geschwindigkeit (v) und der Verzögerung während eines Frontalaufpralls mit 49,2 km/h gegen feste Barriere; Aufzeichnung mittels EDV

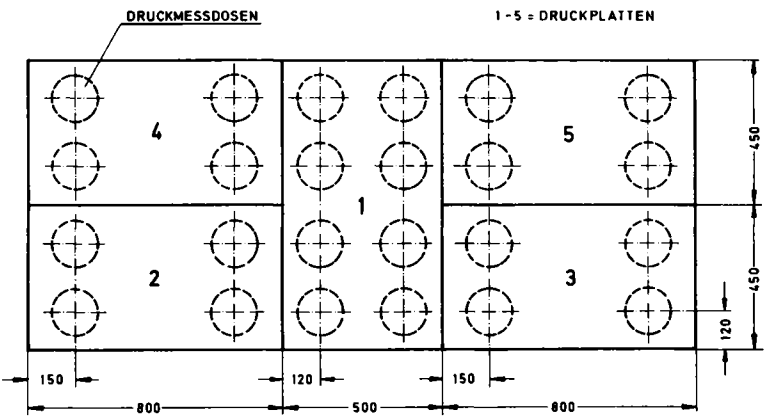


Bild 29. Aufteilung von Druckplatten und Kraftmeßdosen zur Messung der Aufprallkräfte beim Fahrzeugaufprall gegen feste Bariere

ke für eine Herabsetzung der Stoßbelastung nur dann zugute, wenn sie durch Haltesysteme mit dem Fahrzeug verbunden sind. Andernfalls bewegen sie sich mit nahezu der ursprünglichen Geschwindigkeit im Fahrgastraum fort und prallen auf eine innere Begrenzung, während der Verformungs- und Verzögerungsvorgang am Fahrzeug bereits beendet ist.

Bei Frontalauffahrversuchen wird ferner darauf geachtet, daß sich die Türen noch öffnen lassen, der Motor bei Frontanordnung nicht durch Zurückverschiebung den Fahrgastraum beeinträchtigt und sich die Deformation, auch zur Erleichterung von Reparaturen, im wesentlichen auf den Bereich vor der Vorderachse beschränkt.

Das Vorbauverformungsverhalten läßt sich durch geeignete Gestaltung der tragenden Bauelemente (Rahmenlängsträger, Radhaus, Kotflügel) mit den Mitteln der Querschnittswahl, des Längsverlaufes (Verjüngung, Einschnürung, Kröpfung, Abstufung) und durch örtliche Verstärkung oder Schwächung (Sicken, Kerben, Löcher) abstimmen. Bild 30 zeigt die örtliche Schwächung von Rahmenlängsträgern durch Quersicken am VW Scirocco. Das Faltverhalten und die Energieaufnahme von Hohlträgern kann durch Ausfüllen mit Hartschaum z. B. aus Polyurethan vorteilhaft beeinflußt werden, wie aus Bild 31 von bei Opel durchgeführten Versuchen zu ersehen ist. Für eine gleichmäßige Beanspruchung der Karosserie ist es zweckmäßig, die sog. „2. Ebene" der Karosseriestruktur in Höhe der Gürtellinie verstärkt zum Tragen heranzuziehen. Dies hebt die resultierende Kraftangriffsebene relativ zum Wagenschwerpunkt und entgegnet der Tendenz des Fahrzeuges, beim Frontalaufprall hinten hochzukippen und den Insassen einen

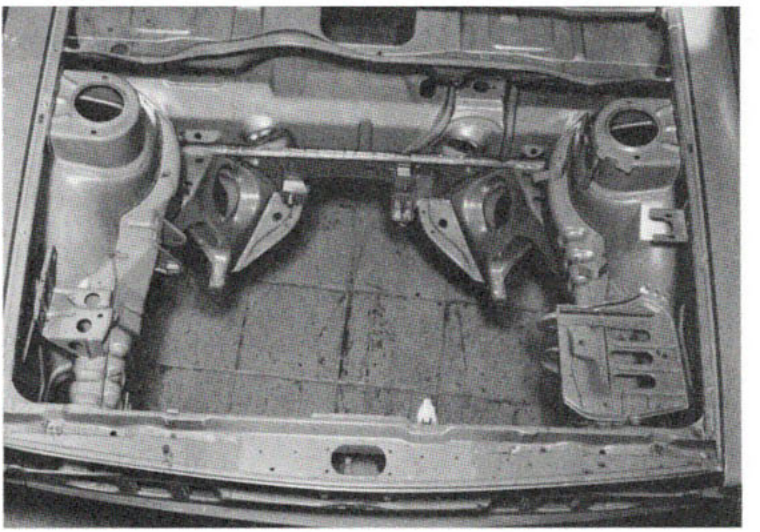


Bild 30. Anordnung von Sicken in den vorderen Längsträgern zur Erzielung definierter Verformung (VW Scirocco)

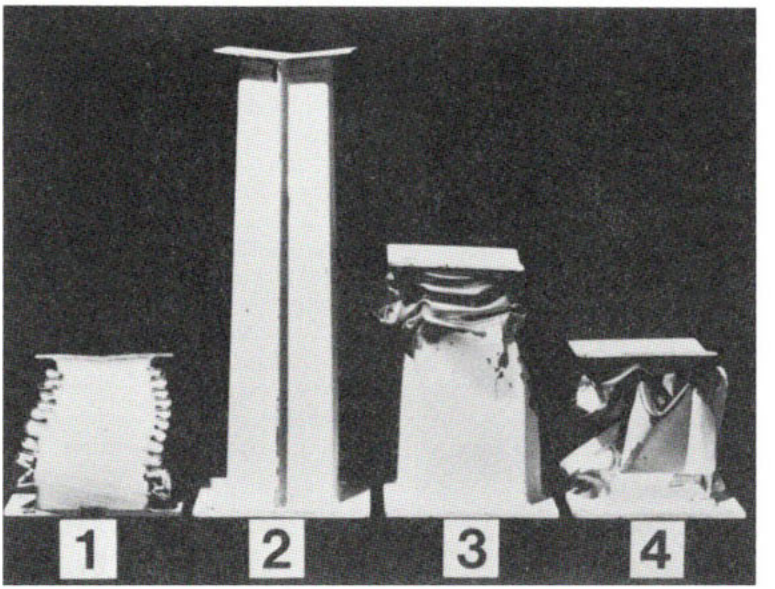


Bild 31. Erhöhte Energieaufnahme und regelmäßige Verformung durch Ausschäumen von Hohlträgern (Opel)

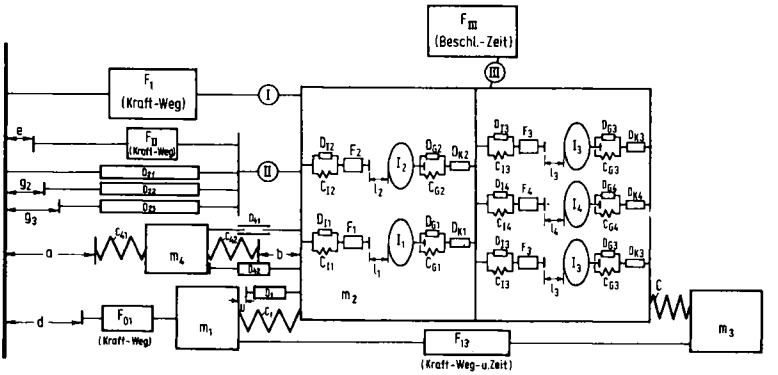


Bild 32. Mathematisches Modell für die Simulation von Frontalstoßvorgängen

m = Masse
C = Feder
D = Dämpfer
F = Funktion
I = Insasse

Impuls in Richtung nach oben zur Dachvorderkante zu geben. Voraussetzung für die Kraftweiterleitung in der 2. Ebene von vorne nach hinten ist eine entsprechend gestaltfeste Ausbildung der Türen und Säulen.

Einer isolierten Vorausberechnung sind Karosseriedeformationen auch mit modernsten Methoden noch nicht zugänglich, weil sie sich zum weitaus überwiegenden Teil im plastischen Bereich abspielen und wegen der Vielgestalt von Karosserieblechteilen unregelmäßig verlaufen. Das Kollisionsverhalten eines Fahrzeuges läßt sich jedoch in seinen Abläufen unter Verwendung von Erfahrungswerten mit Hilfe eines Ersatzmodells aus gekoppelten Elementen von Massen, Federn und Dämpfern darstellen und mathematisch behandeln. Ein solches Simulationsmodell zeigt Bild 32.

712 Seitenaufprall

Auf die Erhöhung der Fahrzeugsicherheit bei Seitenaufprall beziehen sich folgende gesetzliche Vorschriften:

FMVSS 314 – Türfestigkeit, Türeindrücktest

Mit einem halbkreisförmigen Zylinder, Achse senkrechtstehend (305 mm ∅), wird quer zur Fahrzeuglängsachse mit einer Vorschubgeschwindigkeit von max. 12,7 mm/s in die Mitte jeweils einer Tür eines auf der Gegenseite abgestützten Aufbaus gedrückt und verlangt,

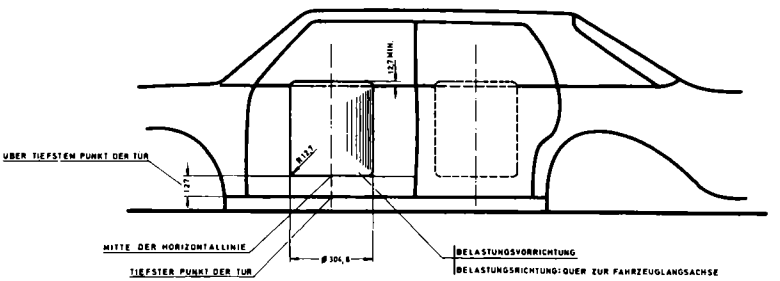


Bild 33. Türeindrücktest nach FMVSS 314

daß nach einem Eindrückweg von 155 mm (6″) eine Durchschnittskraft von 10,0 kN, nach 310 mm (12″) 15,5 kN, nach 460 mm (18″) 31,0 kN bzw. als Maximum das doppelte Fahrzeuggewicht erreicht wird. Die Versuchsanordnung ist in Bild 33 gezeigt. Da am Anfang des Eindrückweges zunächst nur die Türbeplankung verformt wird, welche keinen großen Widerstand liefert, sind vielfach nah an der Außenhaut liegende, längsverlaufende Zusatzverstärkungen (Rohre, Profilschienen) notwendig, um die geforderte Anfangsbelastbarkeit zu erfüllen.

FMVSS 301 – Kraftstoffanlage, Seitenauffahrtest (in Kraft ab 1.09.76)

Mit einer beweglichen Barriere von 1814 kg (4000 lbs) Gewicht, versehen mit einer starren, rechteckförmigen Front (1981 × 1524) deren Unterkante sich 127 mm über dem Boden befindet, wird rechtwinkelig zur Fahrzeuglängsachse mit 32 km/h (20 mph) in die Fahrzeugseite gefahren. Während und nach diesem Versuch darf nicht mehr als 1 Unze/min (28,38 g/min) aus der Kraftstoffanlage entweichen.

FMVSS 208 – Insassenschutz, Seitenauffahrtest

Bei Einbau vollpassiver Haltesysteme muß mit der gleichen beweglichen Barriere wie vorstehend mit 32 km/h (20 mph) rechtwinkelig zur Fahrzeuglängsachse in die Fahrzeugseite gefahren werden können, ohne daß Grenzwerte für Verletzungskriterien an Kopf, Brust und Oberschenkel von Testpuppen überschritten werden.

ADR 29 – Türfestigkeit, Türeindrücktest

ist weitgehend mit FMVSS 314 identisch.

Als Entwurf für eine künftige ECE Regelung ist in Dokument WP 29/463 ein dynamischer Seitentest mit einem 1100 kg schweren Stoßkörper von 1300 mm Breite, 600 mm Höhe und einer Krümmung der Stoßfront mit 3 m Radius um eine vertikale Achse beschrieben. Der Stoßkörper kann als Pendel oder Stoßwagen ausgeführt werden. Die Stoßfront befindet sich 175 mm über dem Boden; die Prüfgeschwindigkeit beträgt 35 – 38 km/h. Die Mitte der Stoßfront ist mit einer zulässigen seitlichen Abweichung von 100 mm auf den R-Punkt der zu prüfenden Sitzreihe gerichtet. Nach dem Test muß ein sich quer im Fahrzeuginnern erstreckender Restraum von mindestens 40 cm pro Sitzplatz der betreffenden Sitzreihe verfügbar sein innerhalb einer rechteckigen Bezugsfläche, die sich 200 mm vor, hinter und über sowie 100 mm unter den R-Punkt erstreckt.

Der Seitenaufprall stellt wegen der sehr beschränkten Verformungszonen erheblich größere Probleme als der Frontalaufprall. Die unmittelbare mechanische Einwirkung eines auftreffenden Fahrzeugs auf den Insassen und zu tiefes Eindringen können durch eine gestaltfeste Seitenstruktur behindert werden. Hierzu trägt die Tür wesentlich, aber nicht allein bei. Ihre Biegefestigkeit wird verschiedentlich durch Zusatzverstärkungen erhöht (Bild 34). Bei tieferen Verformungen der Tür ist ihr Biegewiderstand weitgehend erschöpft, so daß es auf Beibehaltung einer zugfesten Verbindung über Schloß und Scharniere mit den tragenden Säulen ankommt, welche ihrerseits den von den Türen oder von unmittelbarer Stoßeinwirkung herrührenden hohen

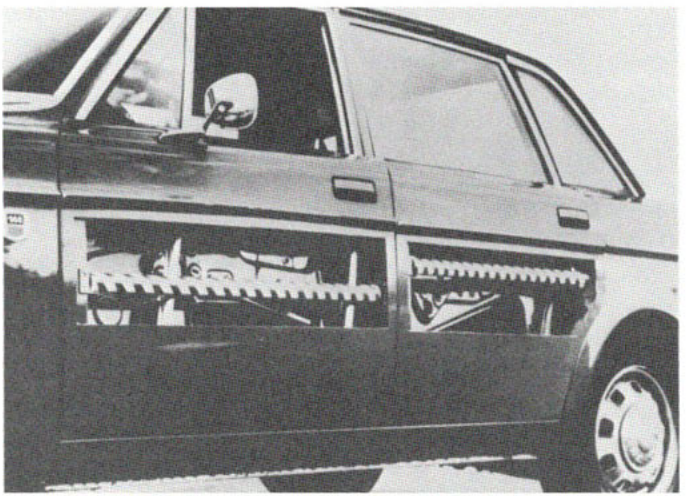


Bild 34. Zusatzverstärkungen gegen Seitenaufprall in den Türen (Volvo).

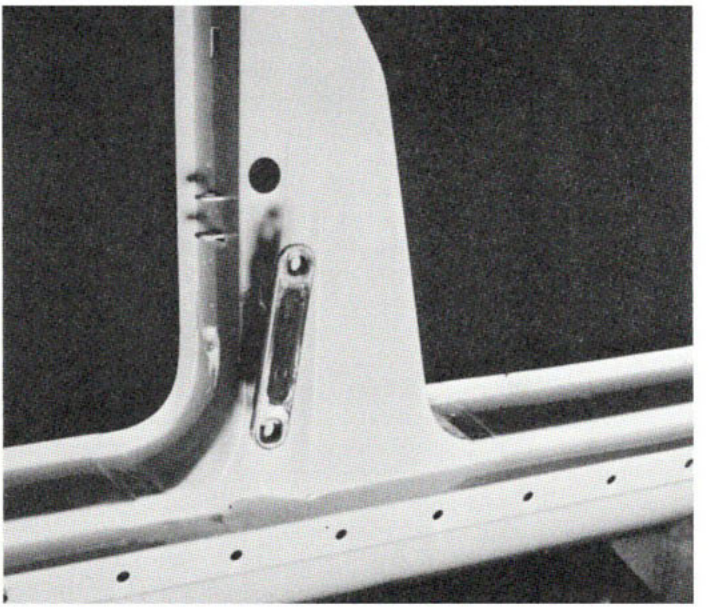


Bild 35. Anschluß der Mittelsäule mit breitem, ausgerundetem Fuß auf dem Längsträger (Daimler-Benz S-Klasse)

Belastungen standhalten müssen. Dies erfordert eine entsprechende Dimensionierung sowie gute Verankerung am Einstieg-Längsträger und am Dachrahmen, um ein Abreißen zu verhindern. Einen Mittelsäulenanschluß auf dem Längsträger mit breitem, ausgerundetem Fuß zeigt Bild 35. Querverbindungen in der Karosserie, im Boden-, Dach-, Hecksäulen- und Armaturentafelbereich helfen, Seiteneindrückungen zu vermindern.

Neben konstruktiver Gestaltung der Karosseriestruktur sind Maßnahmen zur Milderung der „zweiten Kollision" (Insasse gegen Fahrzeug) in Form von energieaufnehmendem Material an der Innenseite Türen (z. B. Armlehnen), Säulen und Seitenwänden geeignet, die Verletzungsgefahr für Insassen herabzusetzen. Hier muß auch der Sicherheitsgurt genannt werden, welcher zumindest für Insassen auf der stoßabgewandten Seite die Stoßbeanspruchung mildert und alle Insassen am gefährlichen Hinausgeschleudertwerden hindert, was gerade bei Seitenaufprall relativ häufig beobachtet wird.

713 Heckaufprall

Heckaufprallunfälle verlaufen in der Regel glimpflicher als Frontal- und Seitenstöße, weil häufig in Form eines Kofferraumes eine ausreichend große Verformungszone vorhanden ist, um die Stoßbeanspruchungen an Fahrzeug und Insassen herabzusetzen und um gefährliche Verengungen des Fahrgastraumes auszuschließen. Außerdem sind die Insassen über Rückenlehnen und Kopfstützen der Sitze – sofern diese ausreichend belastbar sind – stets mit einem „Haltesystem" an das Fahrzeug gebunden, so daß eine „zweite Kollision" meist vermieden wird. Demzufolge richtet sich nur eine der bis jetzt verabschiedeten Gesetzesvorschriften auf den Heckaufprall, wobei sich diese nur auf die Integrität des Kraftstoffsystems bezieht. Diese ist als wichtigster Gesichtspunkt des Heckaufpralls anzusehen. Durch geschützte Unterbringung des Kraftstofftanks mit Abstand vor der Fahrzeughinterkante oder über der Hinterachse lassen sich Lecks und Brandgefahr auch bei großen Heckdeformationen vermeiden. Über die nachgiebige Gestaltung des Hecks gelten dieselben Grundsätze wie unter 711, Frontalaufprall, erwähnt.

FMVSS 301 – Kraftstoffanlage, Heckauffahrtest (in Kraft ab 1.09.76)

Mit derselben Barriere wie unter 712 beschrieben wird mit 32 km/h (20 mph) gegen das Heck des stehenden Fahrzeugs gefahren. Dabei darf während und nach dem Versuch nicht mehr als 1 Unze/min (28,38 g/min) Kraftstoff entweichen.

Mit Dokument WP 29/477 ist eine ECE-Regelung in Vorbereitung, welche einen dynamischen Hecktest mit einem 1100 ± 2,0 kg Stoßkörper aus Stahl (Pendel oder Stoßwagen) mit einer ebenen, mit 20 mm dickem Sperrholz bedeckten Frontfläche von 2500 × 800 mm (Unterkante 175 ± 25 mm über Boden) bei einer Testgeschwindigkeit von zwischen 35 und 38 km/h auf das Heck eines stehenden Fahrzeuges vorsieht. Dabei darf sich die vertikale Projektion des R-Punktes des Rücksitzes nicht mehr als 75 mm nach vorne verlagern; Seitentüren des Fahrzeuges dürfen sich nicht öffnen und kein steifes Teil im Fahrzeuginnern eine Gefahr für schwere Verletzungen der Insassen hervorrufen.

714 Überschlag, Dachaufprall

Überschlagunfälle verlaufen überwiegend dann glimpflich, wenn die Insassen im Fahrzeuginnern gehalten werden, weil wegen der gewöhnlich längeren Strecke, bis das Fahrzeug zur Ruhe kommt, Stoßbeanspruchungen in niedrigen Grenzen bleiben. Voraussetzung ist jedoch, daß Verletzungen nicht durch Einengung des Innenraums verursacht

werden, z. B. Einbrechen der Dachstruktur. Die den Überschlag betreffenden Prüfverfahren am Fahrzeug richten sich deshalb in der Hauptsache auf die Festigkeit der Dachstruktur und in besonderem Maße auf die Windschutzsäulen (A-Säulen), weil diese einerseits im Interesse guter Sicht nach vorne im Querschnitt Beschränkungen unterliegen, andererseits bei Überschlägen am meisten beansprucht werden und für den Überlebensraum" der vorn Sitzenden die höchste Bedeutung haben.

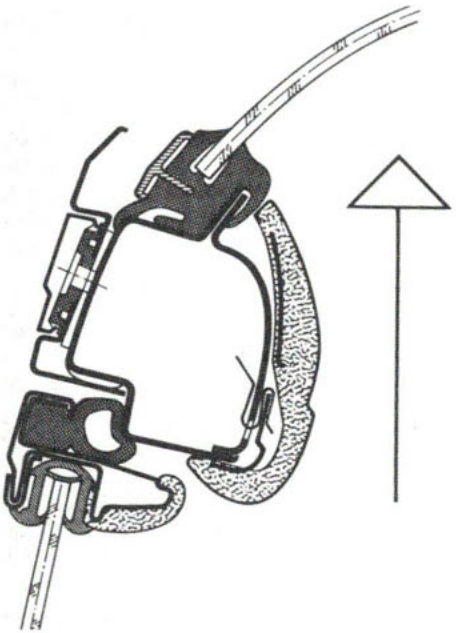


Bild 36. Schnitt durch eine A-Säule mit optimiertem Querschnitt

Ausschlaggebend für die Dachfestigkeit ist optimale Gestaltung der A-Säulen durch Ausschöpfung des verfügbaren Querschnittes mit dem Ziel höchsten Widerstandsmomentes (Bild 36), Vermeidung von unregelmäßigen Querschnittsverläufen mit Einschnürungen, Schwächungen und Verjüngungen sowie durch guten Anschluß an den vorderen und seitlichen Dachrahmen. Gefährdet gegen Abknicken oder Biegen ist vor allem der Bereich in Höhe der Fahrzeuggürtellinie. Bei Verformungen der A-Säule erleidet der gesamte Dachverband mit Säulen Dachrahmen und Dachbeplankung Verschiebungen, so daß auch diesen Bauelementen und deren Verbindung untereinander Bedeutung für die Überschlagfestigkeit zukommt. Im Fahrzeug integrierte Überrollbügel unter der Dachfläche helfen, diese gegen Eindrückung zu ver-

steifen. Für Wettbewerbe werden Überrollbügel in Form von Rohrgestellen nachträglich in den Fahrgastraum eingebaut.

Prüfverfahren:

FMVSS 216 – Dacheindrücktest

Mit einer ebenen, geneigten Platte wird mit einer Vorschubgeschwindigkeit von etwa 12,7 mm/s entsprechend Bild 37 gegen eine Dachvorderkante gedrückt. Dabei muß nach einem Vorschubweg von 127 mm eine Kraft von 22,25 kN oder eine Kraft entsprechend dem 1,5 fachen Fahrzeuggewicht erreicht werden, je nachdem, welche geringer ist.

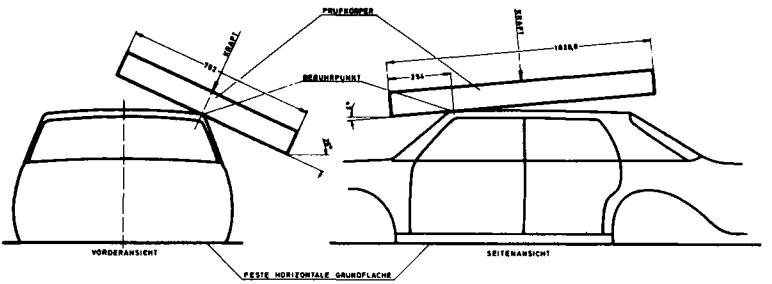


Bild 37. Dacheindrücktest nach FMVSS 216

WP 29/478 – Dynamischer Dachtest

Dieses Dokument einer in Vorbereitung befindlichen ECE-Regelung beschreibt ein Aufprallverfahren gegen eine Dachvorderkante eines in Schräglage aufgespannten Aufbaus mit einem Stoßkörper (Pendel oder Stoßwagen), dessen Stoßfläche (1600 × 600 mm, mit 20 mm Sperrholz belegt) diesselben Anstellwinkel wie bei FMVSS 216 gegen das Fahrzeug und eine Masse von 60% des Leergewichtes des Fahrzeuges im fahrbereiten Zustand hat. Bei einer Aufprallgeschwindigkeit zwischen 2,7 und 3,3 m/s darf die Verlagerung der geometrischen Mitte der Stoßfläche entsprechend der Verformung des Daches nicht mehr als 130 mm betragen.

SAE J 996 – Dachfalltest

In dieser Empfehlung eines Prüfverfahrens wird das über Kopf hängende Fahrzeug, mit einer Dachvorderkante voraus, auf den Boden fallen gelassen. Die Anstellwinkel des Fahrzeugs gegenüber der Bodenfläche entsprechen ebenfalls dem Anstellwinkel der Prüfvorrichtung nach FMVSS 216. Dies ist ein sehr harter Test für die Dachstruktur; freie Fallhöhen bis zu 0,5 m führen erfahrungsgemäß bereits zu erheblichen Verformungen.

FMVSS 208 – Insassenschutz, Überrolltest

Für die Prüfung passiver Haltesysteme wird ab 15. 8. 1977 ein Überrolltest gefordert, bei dem das Fahrzeug mit 23° Schräglage um die Längsachse quer auf eine fahrbare Rampe gestellt ist (Bild 38). Die Rampe wird aus einer Geschwindigkeit von 30 mph (48,2 km/h) über eine Strecke von 3 Fuß (914,4 mm) mit mindestens 20 g verzögert, wobei sich das Fahrzeug seitlich von der Rampe abrollt. Dabei dürfen Verletzungskriterien an Kopf, Brust und Oberschenkeln von Testpuppen nicht überschritten werden und Körperteile nicht über innere Fahrzeugbegrenzungen (Scheiben, Türen) hinaus ins Freie gelangen. Dieses Prüfverfahren löst das Problem, die Vielfalt von Überschlagunfällen vereinfacht nachzuahmen, mit einer relativ gut reproduzierbaren Methode. Es wird allerdings auf eine Geschwindigkeitskomponente in Fahrzeuglängsrichtung verzichtet. Für Versuche außerhalb des Nachweisverfahrens für FMVSS 208 kann durch Variation des Neigungswinkels der Rampe und der Anfahrgeschwindigkeit ein vorgewähltes Maß von Drehungen des Fahrzeuges um seine Längsachse erzielt werden.

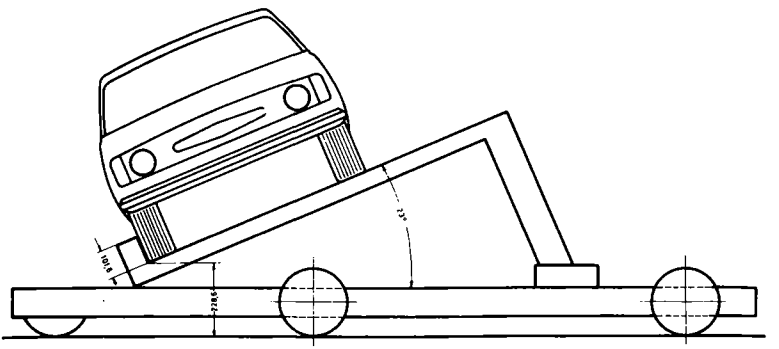


Bild 38. Vorrichtung für Überrolltest nach FMVSS 208

SAE J 857 – Überschlagversuch

Hierin wird ein Prüfverfahren beschrieben, das der Praxis von Unfällen mehr entspricht, aber weniger gut reproduzierbare Ergebnisse liefert. Das Fahrzeug wird während der Anfahrt an einer zunächst geraden, dann gekrümmten Schiene geführt und nach der Krümmung der freien Bewegung überlassen, wobei das kurveninnere Vorderrad noch über eine schräge Rampe fährt, um den Überschlag zur Kurvenaußenseite einzuleiten.

72 Haltesysteme

Das wirksamste Mittel, um Verletzungen der Fahrzeuginsassen bei Unfällen zu mildern und zu verhindern, sind Haltesysteme, welche Insassen gegen Aufschlag auf Fahrzeuginnenteile schützen, definiert abbremsen und an der Abbremsung des Fahrzeugs beim Unfallstoß teilhaben lassen sowie gegen Hinausgeschleudertwerden im Fahrzeuginnern festhalten. Es wird unterschieden zwischen aktiven Haltesystemen, welche der Bedienung durch die Insassen bedürfen und passiven, die sich beim Platznehmen ohne Zutun automatisch anlegen oder beim Unfall selbsttätig in die schützende Position gehen. Als aktives Haltesystem hat sich der Sicherheitsgurt allein durchgesetzt. Eine Reihe von anderen Vorschlägen wie Halteplatten vor der Brust, Spanntücher, Fangnetze oder extrem weit nach hinten ausladende Armaturentafeln konnten sich nicht durchsetzen. Als passive Systeme sind selbstanlegende Gurte in verschiedenen Ausführungen und Luftkissen (eng. „air bag"), welche sich beim Unfallstoß vor den Insassen aufblasen, hervorzuheben.

721 Sicherheitsgurte

Dreipunktgurte (kombinierte Schrägschulter-Beckengurte) haben als guter Kompromiß zwischen Bedienkomfort und Schutzwirkung am weitesten Verbreitung gefunden. In den USA sind noch Dreipunktgurte gebräuchlich, bei denen das Schultergurtteil getrennt geschlos-

Bild 39. Sicherheitsgurt-Einhandbedienung mit stehendem Drucktastenschloß (Klippan)

sen werden kann, während sonst Schulter- und Beckenteil aus einer Schlaufe bestehen, welche am Einsteckteil des Schlosses durchläuft. Beckengurte werden wegen des „Klappmessereffektes" kaum mehr propagiert. „Hosenträgergurte" werden in Renn- und Rallye-Fahrzeuge eingebaut. Für den Gurtverschluß geht die allgemeine Tendenz zur Vereinheitlichung auf Drucktastenbetätigung (Bild 39). Wird das Schloß in seiner Lage gehalten, ist Einhandbedienung möglich (Bild 39). Bewegungsfreiheit im Fahrbetrieb und automatische Anpassung der Gurtlänge an den Körper bieten Automatikgurte: Das Schultergurtteil läuft, meist über eine Umlenkung an der Seitenwand, zu einer Aufrollspule, welche den Gurt unter Federspannung zurückzieht; bei Unfallstößen wird die Gurtrolle gegen Abspulen gesperrt. Diese Sperrfunktion kann durch zweierlei dynamische Vorgänge ausgelöst werden: Durch rasches Ausziehen des Gurtbandes (engl.: „belt

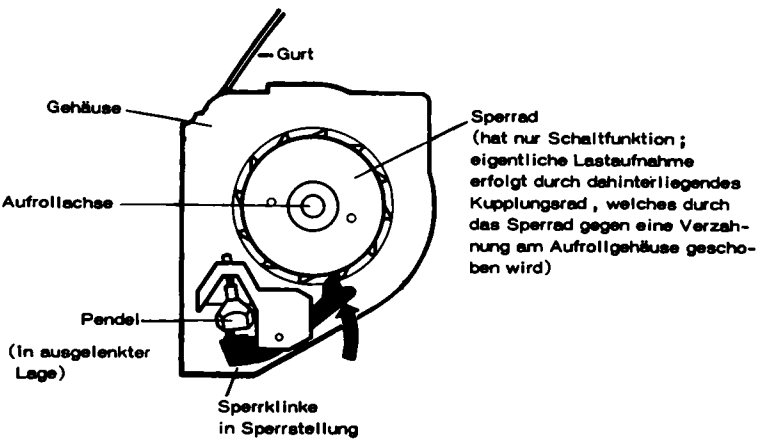


Bild 40. Sperrprinzip eines Gurtaufwickelautomaten mit Pendel bei Fahrzeugverzögerung (Repa)

sensitive"), wobei der Sperrmechanismus, z. B. durch ein Trägheitsrad an der Spulenachse in Eingriff gebracht wird, oder durch Stoßbeschleunigung am Fahrzeug in beliebiger Richtung (engl.: „car sensitive"), wobei die Sperrung meistens durch Auslenkung eines Pendels erfolgt (Bild 40). In vielen Fällen sind beide Sperrfunktionen in einem Gurtaufrollautomaten vereinigt. Die gesetzlichen Vorschriften sehen folgende Sperrschwellen vor (g = Erdbeschleunigung mit 9,81 $\frac{m}{s^2}$, Beschleunigung am Gurtautomaten):

Land	Sperrfunktion			
	fahrzeugabhängig		gurtbandabhängig	
	sperren ab	nicht sperren bis	sperren ab	nicht sperren bis
ECE	0,4 g	–	0,6 g	–
USA	0,7 g	15° Fahrzeugneig.	0,7 g	0,3 g
Schweden/ Finnland	0,5 g	–	2,0 g	–

Für kein Bauteil des PKW-Aufbaus gibt es so viele von Land zu Land unterschiedliche Prüfvorschriften wie für den Sicherheitsgurt. Dies erschwert weltweiten Einbau gleichartiger Gurte. Verlangt werden u. a. Mindestfestigkeit des Gurtbandes (1470daN) nach Behandlung mit Licht, Kälte, Wärme und Wasser, Gurtbandmindestbreite (46mm bei 980daN Last), Dehnvermögen des Gurtbandes, Prüfung der Kerbschlagzähigkeit, Korrision und Festigkeit von Verbindungsteilen, sowie (ECE R 16, F 9, ADR 4) dynamische Teste des gesamten Gurtes auf Testschlitten mit vereinfachten Puppen, z. B. ECE R 16: Prüfgeschwindigkeit 50± 1km/h, Verzögerungsweg 40cm, Verzögerung halbsinusförmig im Rahmen eines zulässigen Toleranzfeldes, zulässige Vorverlagerung der Puppe an Brust 200–300mm, an Becken 100–200 mm. In den USA sind Warnanlagen Vorschrift, die akustisch und optisch an das Gurtanlegen erinnern, wenn ein Vordersitz besetzt ist. Viele Länder haben Gurteinbauzwang (an den äußeren Sitzplätzen in der Regel Dreipunktgurte), die Zahl der Länder mit Gurtanlegezwang nimmt zu.

Die Weiterentwicklung von Sicherheitsgurten richtet sich auf *Gurtkraftbegrenzer und Gurtstrammer*. Kraftbegrenzer sind zwischen Gurtbandende und Verankerung geschaltet und haben die Aufgabe der Energieabsorption unter möglichst konstantem, auf eine Obergrenze beschränktem Kraftniveau (Rechteckcharakteristik). Dies ergibt eine bessere und schonendere Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Vorverlagerungsweges für den Insassen als bei Energieabsorption durch Gurtbanddehnung. Ausführungen verschiedener Art nehmen durch Reißen von Nähten oder textilem Material, durch spanlose oder spanende Verformung von Metall oder durch Reibung (z. B. Lamellenkupplung (Bild 41)) Arbeit auf. Gurtstrammer spannen auf Auslösung durch den Unfallstoß das Gurtband, überwinden dadurch Gurtlose infolge lockeren Tragens oder Kleidung, ermöglichen zeitlich früheren Anstieg der Gurtrückhaltekraft und somit ebenfalls

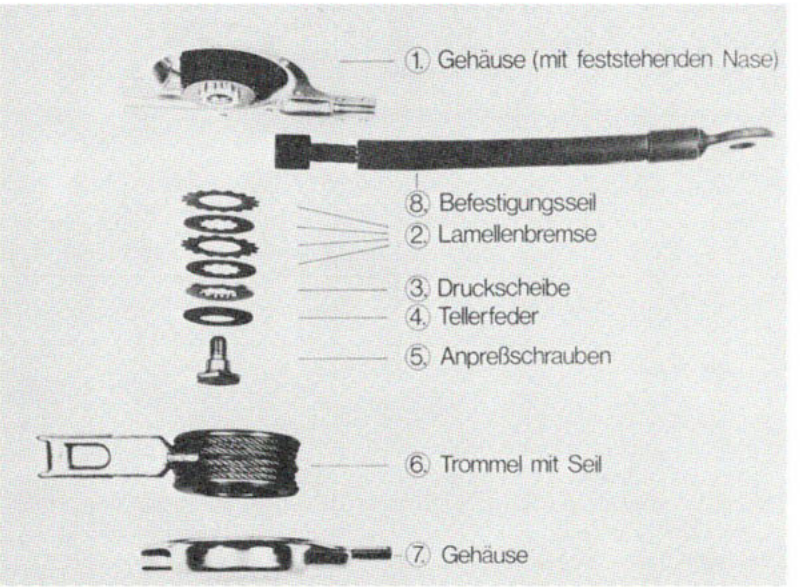


Bild 41. Gurtkraftbegrenzer mit Energieabsorption durch Reibung in einer Lamellenkupplung (Firma Stahl)

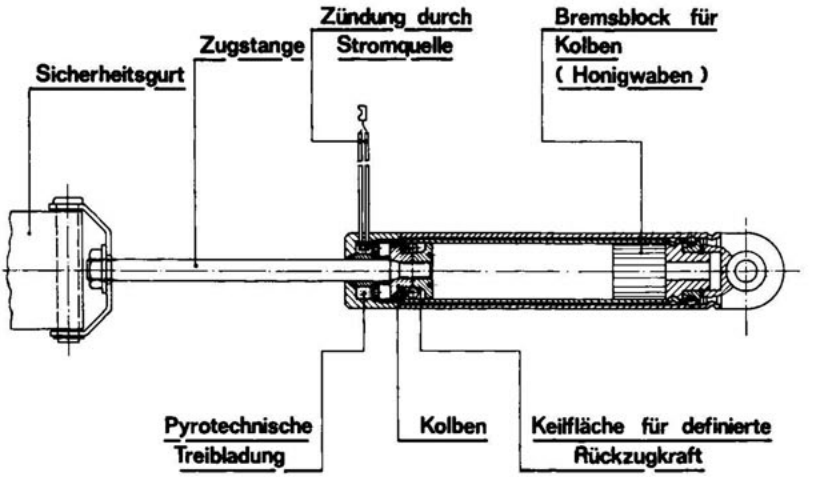


Bild 42. Gurtstrammer mit linearer Bewegung und pyrotechnischem Antrieb (Bayern-Chemie)

höhere Energieaufnahme des Gurtes über den verfügbaren Vorverlagerungsweg. Wegen der nötigen kurzen Aktivierungszeit (15 bis 25 ms von Stoßbeginn bis Rückzugende) arbeiten bekannte Gurtstrammer mit pyrotechnischen Treibsätzen, deren Verbrennungsgase entweder einen linearen Kolben bewegen (Bild 42) oder entweder unmittelbar oder mit einem Zwischenmedium (z. B. Wasser) eine Turbine treiben, die mit dem Gurtaufroller gekoppelt ist (Rotationsgurtstrammer).

Um der Abneigung vieler Leute, sich anzuschnallen, zu begegnen, wurden *passive Gurte* entwickelt, die sich bei oder nach dem Einsteigen automatisch um den Körper legen und zum Aussteigen vom Körper wegbewegen. Dies erfordert Verlagerung von Gurtband durch Gestänge, Seilzüge, Schiebeführungen oder Anbringung an der Tür sowie Aufrollautomaten zur Angleichung der Gurtlängen. Der mechanische Aufwand hierfür ist nicht unbeträchtlich, der Anlegekomfort nicht immer einem normalen Einhand-Automatikgurt überlegen. Das Volkswagenwerk bietet ein einfaches passives Gurtsystem an in Form eines Diagonalgurtes mit oberer Verankerung an der Tür; die Abstüt-

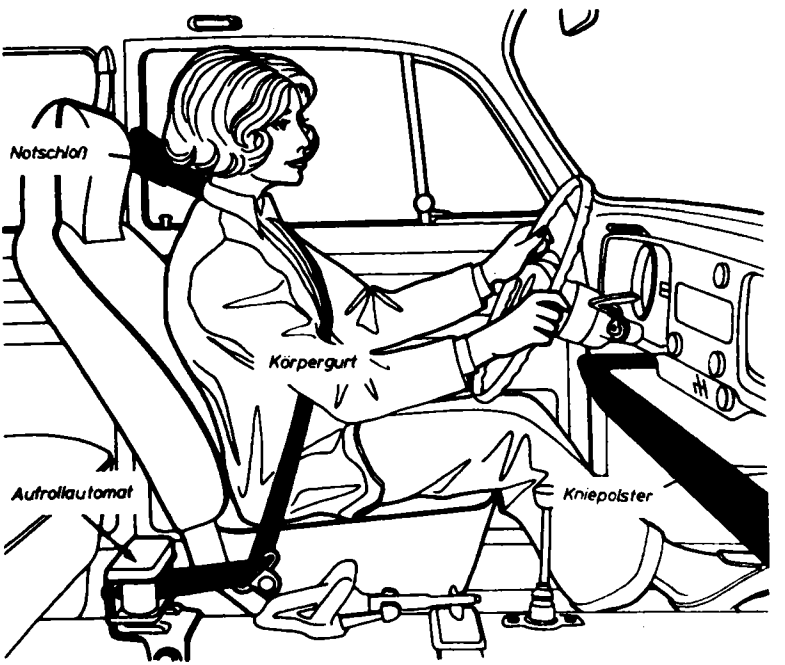


Bild 43. Prinzip des VW-Rückhalteautomaten VW-RA; Oberkörpergurt mit oberer Verankerung an der Tür und energieabsorbierendes Kniepolster

zung des Beckens übernimmt ein Knieschutz unter dem Armaturenbrett (Bild 43).

Gurtverankerungen sind bezüglich des vorzusehenden Gewindes zur Verschraubung eines Gurtes weltweit einheitlich: 7/16″ – 20 UNF – 2 B. Auch die geforderte statische Belastbarkeit ist weitgehend gleich: Zusammen 2225 daN für je zwei Bodenverankerungen eines Beckengurtes; bei Dreipunktgurten muß über das Diagonalteil und das Beckenteil eine Last von je 1350 daN auf die Verankerungen übertragen werden können. Für die Gurtbelastung werden halbkreisförmige Zugkörper je Schlaufe verwendet; Zugrichtung parallel zur Wagenlängsachse. Für die Lage der Verankerungen relativ zum H-Punkt eines Sitzes gelten unterschiedliche Bestimmungen (USA FMVSS 210, Schweden F 9, Australien ADR 5 B, ECE R 14). In Bild 44 sind die zulässigen Felder nach ECE R 14 skizziert, in denen die Verankerungen liegen dürfen. Vorteilhaft sind am Sitz angebrachte Verankerungen, weil sich dann die Lage des Gurtes am Körper bei Verfahren des Sitzes nicht verändert. Erhöhte Festigkeitsanforderungen an Sitz und seine Befestigung stehen vor allem einer Schultergurtverankerung am Sitz entgegen, während Beckengurtverankerungen am Sitz verschiedentlich angewendet werden.

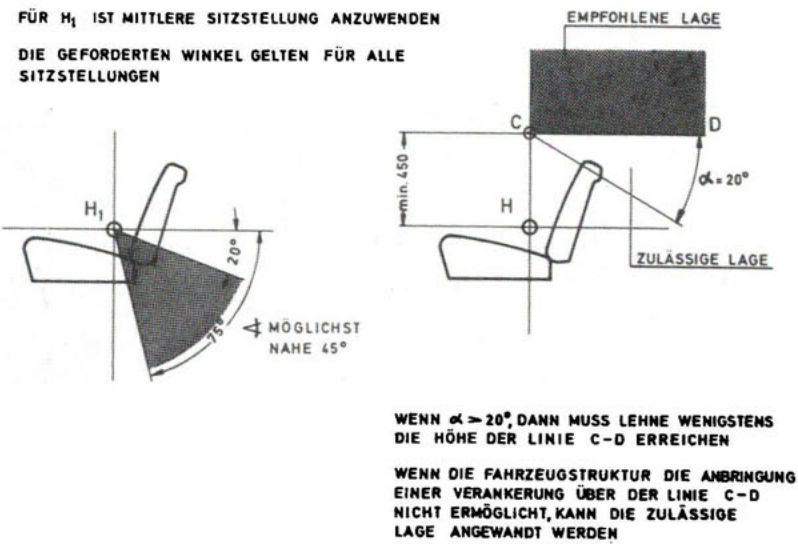


Bild 44. Zulässige Felder für die Lage von Sicherheitsgurtverankerungen nach ECE R 14

722 Kinderhalteeinrichtungen

Für Kinder sind Halteeinrichtungen ebenso wichtig und wirksam wie für Erwachsene. Da sich Belastbarkeit und Körpergröße stark mit dem Alter verändern, sind für die verschiedenen Altersstufen unterschiedliche Systeme zu empfehlen: Kleinstkinder sollten nur in Tragtaschen (Babytaschen, Kinderwagenaufsätze) auf der Fondsitzbank befördert werden, welche vorteilhaft durch Gurte oder Zurückschieben des Beifahrersitzes gesichert werden. Für Kinder bis zu drei Jahren sind schalenartig ausgebildete Sitze mit seitlicher Kopf- und Körperabstützung sowie auf das Kind abgestimmte Sicherheitsgurte vorzusehen. Kinder bis zu einer Körpergröße von 140 cm – darüber hinaus können Erwachsenengurte Verwendung finden – sollten mittels verformbarer Sicherheitstische oder Hosenträgergurte mit breitem Beckenteil gesichert werden. Beide Vorrichtungen gewähren den Kindern eine gegenüber der vorhergehenden Gruppe größere Bewegungsfreiheit. Bild 45 zeigt einen Kindersicherheitstisch.

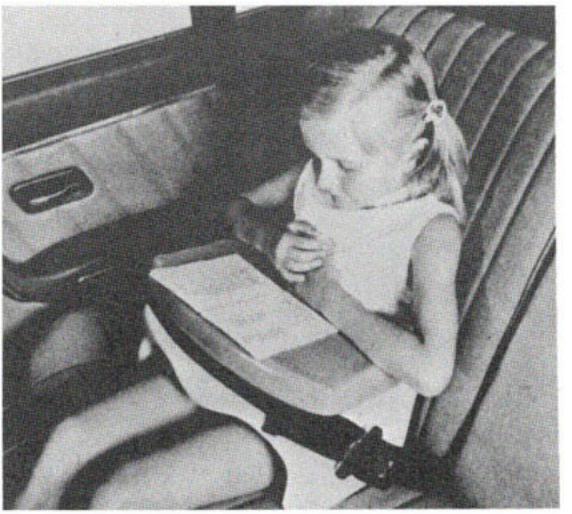


Bild 45. Mit einem Beckengurt zu verankernder Kindersicherheitstisch (Römer)

723 Luftsacksysteme

Das Drängen der USA-Gesetzgebung auf ein passives Schutzsystem führte zur forcierten Entwicklung von Luftsacksystemen. Sie haben außerdem bei frontalen Unfällen den Vorteil großflächigen Abstützens

des Oberkörpers (geringe Flächenpressung), während sie bei anderen Unfällen (Seite, Überschlag) der universellen Schutzwirkung von Gurten unterlegen sind. Ein Luftsacksystem besteht grundsätzlich aus vier Komponenten: Auslösevorrichtung (Sensor), Aufblasvorrichtung, Luftsack und Knierückhaltesystem.

Sensoren haben die Unfallsituation als solche zu erkennen und bei definierter Unfallschwere ein Auslösesignal, meist in Form eines elektrischen Zündimpulses, an die Aufblasvorrichtung weiterzugeben. Auslösekriterien können sein: Gefährliche Annäherung eines Objektes mit Erkennung durch Radar-, Sonar- oder Laser-Systeme. In diesem Fall spricht man von „Pre-Crash-Sensoren" (Vor-Aufprall-Sensoren). Sie befinden sich noch im Entwicklungsstadium und stellen Probleme bezüglich Unterscheidung von Hindernissen und Vermeidung von Fehlauslösungen. Einsatzreife Sensoren gehören in die Gruppe „Post-Crash-Sensoren" (Nach-Aufprall-Sensoren), welche Beschleunigung oder Verformung des Fahrzeugs beim Unfallstoß erfassen. Je nach Sensortyp, Verformungscharakteristik des Fahrzeugs, Aufprallgeschwindigkeit und Unfallart beträgt die Auslösezeit vom Stoßbeginn bis zum Zündsignal 15 bis 50 ms. In der Regel sind Sensoren so ausgelegt, daß sie bei Beschleunigungen, die einem Aufprall des Fahrzeugs auf starre Wand mit 15 bis 25 km/h entsprechen, ein Auslösesignal abgeben. Man unterscheidet Weggeber-Sensoren auf mechanischer, hydrauli-

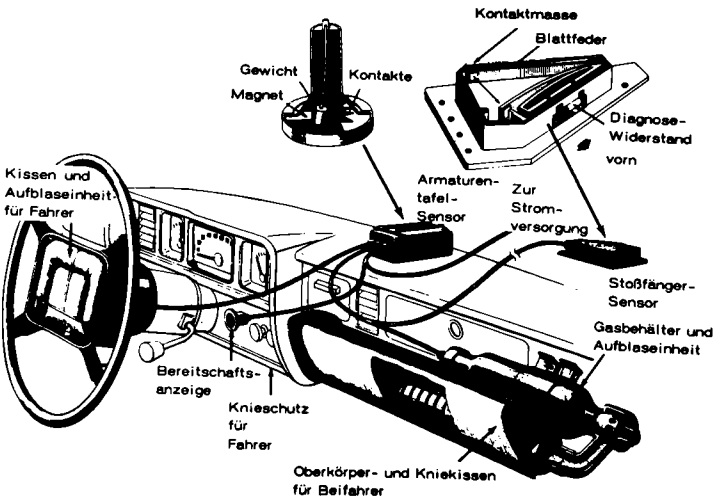


Bild 46. Einbauprinzip von Luftsacksystemen; für Fahrer pyrotechnischer Gasgenerator im Lenkrad, für Beifahrer Hybridsystem (Kombination von pyrotechnischer Gaserzeugung und gespeichertem Gas) unter der Armaturentafel (Quelle: Allstate Insurance Company)

scher oder elektrischer Basis, Feder-Masse-Sensoren (Bild 46) und elektronische Sensoren. Letztere arbeiten mit Ladungsveränderungen von Piezokristallen unter Einwirkung von Trägheitskräften und können durch elektronische Zusatzbausteine mit dem Ziel erhöhter Auslösezuverlässigkeit weitere Funktionen übernehmen (Selbstdiagnose und Integration, Speicherung und Filtern von Beschleunigungen).

Als *Aufblasvorrichtungen* sind folgende Möglichkeiten bekannt:

Druckgasflaschen; das zum Aufblasen des Luftsackes nötige Gas wird unter hohem Druck (200 – 300 bar) gespeichert, bei Zündung durch Aufsprengen des Flaschenverschlusses freigesetzt und über Rohrverbindungen in den Luftsack geleitet. Nachteil: Starke Abhängigkeit des Füllungsgrades von der Umgebungstemperatur, Gewicht und Platzbedarf.

Hybridsysteme speichern nur einen Teil des benötigten Gases, der Rest wird von einem pyrotechnischen Gasgenerator (Abbrennen eines Festtreibstoffes) erzeugt. Die Füllgase sind warm, d. h. die Gasmenge zum Füllen des Volumens ist geringer. Bild 46 zeigt ein Hybridsystem.

Reine pyrotechnische Gasgeneratoren haben kleines Bauvolumen, geringes Gewicht und den Vorteil geringen Temperatureinflusses auf das System. In Bild 47 ist ein solches System mit Einbau in das Lenkrad dargestellt. Um toxische Bestandteile und Partikel im Abbrandgas auszuschließen, muß große Sorgfalt bei der Wahl des Treibstoffes und bei der Filterung des Gases angewandt werden.

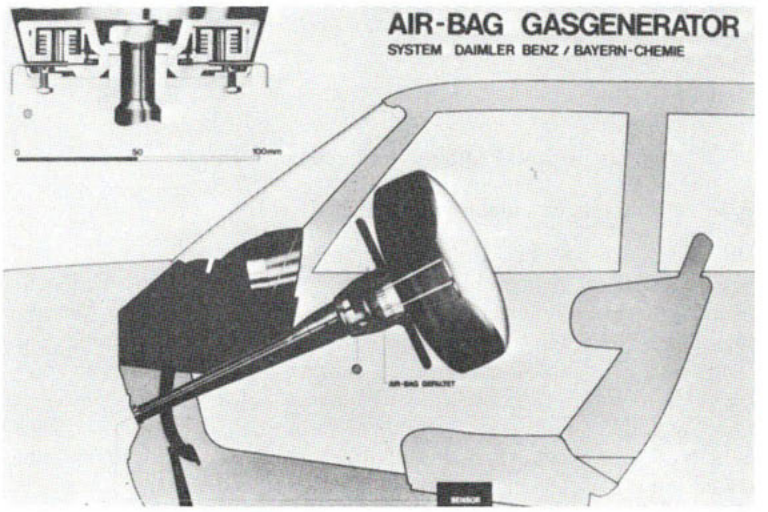


Bild 47. Luftsacksystem mit pyrotechnischen Gasgenerator für Lenkrad-Einbau (Daimler-Benz/Bayern-Chemie)

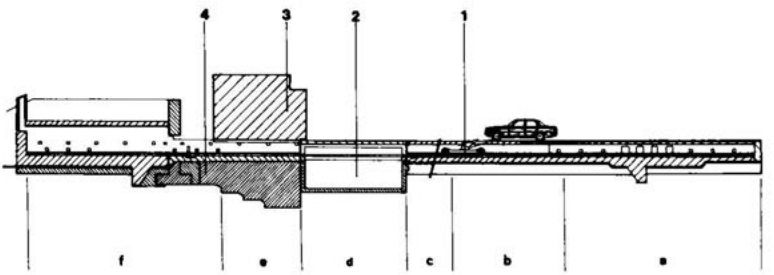
Luftsäcke werden aus Nylongeweben genäht oder vulkanisiert und innen meist zur Erhöhung der Festigkeit, Gasdichtheit und Temperaturunempfindlichkeit mit Neopren beschichtet. Sie fassen für den Fahrer 60 bis 80 l, für den Beifahrer 150 bis 300 l. Da die Bewegungsenergie des Insassen beim Eintauchen in den Luftsack nicht gespeichert werden soll (gefährlicher Rückprall), wird sie durch definiertes Abströmen des Gases aus dem Luftsack durch genau dimensionierte Öffnungen oder poröses Luftsackmaterial umgewandelt; eine häufig angewandte Bauart ist auch ein gasdichter Luftsack, welcher die Aufprallkräfte auf energieverzehrende Elemente in der Lenksäule überträgt. Die Luftsackaufblaszeit beträgt 30 bis 45 ms, so daß sich zusammen mit der Sensorauslösezeit 15 bis 50 ms und der Systemansprechzeit (1 bis 5 ms) eine Gesamtaktivierungszeit von 45 bis 100 ms ergibt. Für gleiche Aufprallgeschwindigkeit brauchen Fahrzeuge mit kleinerem Abstand vom Insassen zum nächsten festen Element vor ihm und mit kleineren Vorbauverformungszonen schnellere Systeme als größere Fahrzeuge. Die Auslegung erfolgt in der Regel auf zuverlässigen Insassenschutz bei Aufprall gegen starre Wand mit 50 km/h.

Da Luftsacksysteme im wesentlichen nur den Oberkörper abstützen, sind sie durch ein Knierückhaltesystem in Form deformierbarer Elemente unter der Schalttafel, eines besonderen Knieluftsackes oder eines Beckengurtes zu ergänzen. Im letzten Fall geht der Vorteil der Passivität verloren, sofern nicht der aufwendige Weg eines passiven Beckengurtes gegangen wird.

73 Versuchs- und Prüfeinrichtungen

731 Fahrzeugbeschleunigungsanlagen

Um Testfahrzeuge bei Unfallversuchen auf die erforderliche Prüfgeschwindigkeit zu beschleunigen, bedient man sich verschiedener Methoden. Am häufigsten wird Seilzug über eine stationäre Antriebsmaschine (Elektromotor oder Verbrennungsmotor) angewendet, während Schleppen mit einem anderen Fahrzeug wegen des hohen Platzbedarfes und gestiegenen Anforderungen an die Genauigkeit der Geschwindigkeit nur noch selten vorgenommen wird. Andere Möglichkeiten zum Seilantrieb sind Fallgewicht und Hydraulikzylinder, jeweils mit Flaschenzugübersetzung. Eine neuere Anlage sieht einen elektrischen Linearmotor zum Ziehen des Versuchsfahrzeuges vor, wobei in beiden Richtungen gefahren werden kann (Bild 48) (Daimler-Benz).



1 Linearmotor
2 Filmgrube
3 Aufprallbarriere
4 Barrierenfundament

a Beschleunigungsstrecke
b Regelstrecke
c Nachbeschleunigungsstrecke
d Freilaufstrecke
e elektrische Gegenstrombremse
f mechanische Bremse

Bild 48. Längsschnitt durch Fahrzeugbeschleunigungsanlage mit Linearmotor für Unfallversuche (Siemens/Daimler-Benz)

732 Testschlitten

Zur Entwicklung und Prüfung von Sicherheitssystemen wie der Sicherheitsgurte und des Luftsackes, zum Studium der Bewegungsabläufe der Insassen beim Unfall und zur dynamischen Erprobung vieler Sicherheitseinrichtungen wie Schalttafeln, Lenkungen, Sitze usw. bedient

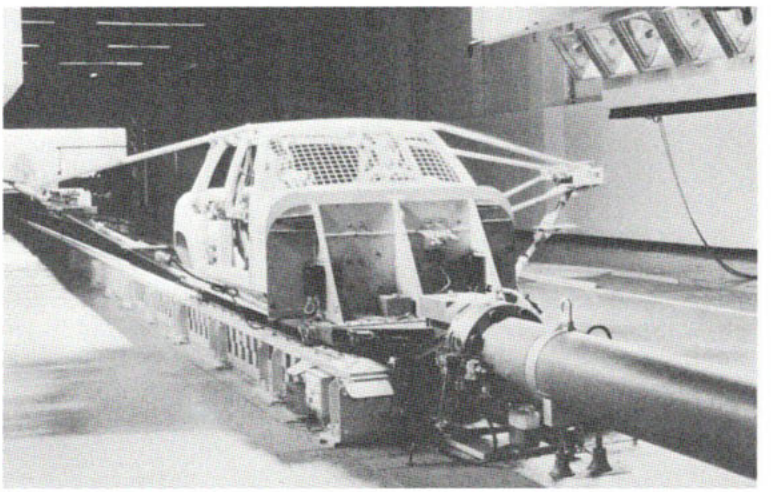


Bild 49. Testschlitten (Unfall-Simulator) für dynamische Versuche (Bendix)

man sich sog. Unfallsimulatoren, welche Aufprallgeschwindigkeiten und Stoßbeschleunigung eines Unfalls nachahmen, ohne daß jedesmal ein Fahrzeug zerstört werden muß. Eine an vielen Plätzen installierte Anlage dieser Art der Firma Bendix, USA, zeigt Bild 49. Der auf Gleitschienen geführte Schlitten wird durch einen mit Preßluft geladenen Zylinder abgestoßen, so daß die Bewegungsrichtung des Aufbaus gegenüber einem tatsächlichen Aufprall umgekehrt ist, die Beschleunigungen aber gleichsinnig wirken. Dabei lassen sich Geschwindigkeit und Form (halbsinus-, dreieck- oder rechteckförmig) sowie Dauer und Höhe der Stoßbeschleunigung in weiten Bereichen variieren, so daß die bei einem tatsächlichen Fahrzeugaufprall auftretenden Verhältnisse weitgehend nachgeahmt werden können. Karosserien können in beliebiger Richtung auf dem Schlitten zur Simulation von Frontal-, Seiten- und Heckunfällen auswechselbar montiert werden.

733 Schlagpendel

Zur Simulation eines Kopfaufpralls auf die Schalttafel und auf andere Teile des Fahrzeuges bedient man sich eines Schlagpendels mit einer kugeligen Kopfform aus Holz mit 165 mm Durchmesser und mit einer auf den Stoßmittelpunkt reduzierten Masse von 6,8 kg. An der Rückseite des Schlagkopfes ist ein Beschleunigungsgeber montiert, welcher über eine entsprechende Meß- und Registriereinrichtung die Kopfverzögerung erfaßt. Eine solche Einrichtung nach SAE J 921 zeigt Bild 50. Eine kleinere Anlage mit kürzerem, jedoch pneumatisch beschleunigtem Pendelarm der Firma Monterey Research Laboratory Inc., USA, ist in Bild 51 dargestellt. Sie kann direkt in ein Fahrzeug eingebaut werden. Als Prüfgeschwindigkeit für Schlagpendel sind nach den bestehenden gesetzlichen Bestimmungen 24 km/h üblich.

734 Testpuppen

Anthropometrische Testpuppen („Dummy") ersetzen den Menschen bei Versuchen zur Beurteilung von Bewegungsabläufen und Verletzungsrisiken. Anfängliche Mängel in der Reproduzierbarkeit von Meßergebnissen an Testpuppen derselben und verschiedener Bauart wurden deutlich reduziert, als die USA 1973 in FMVSS 208 eine einheitliche, verbesserte Konstruktion vorschrieben („Hybrid II-Dummy", (Bild 52)) und für verschiedene Körperpartien genaue Prüfverfahren definierten, mit denen die Einhaltung von Toleranzwerten laufend nachzuweisen ist; geprüft werden Kopfverzögerung bei Falltest auf Stahlplatte, Auslenkung und Rückfederung des Kopfes mit Halsteil, beides an einem definiert abgebremsten Pendel befestigt, Verzögerung

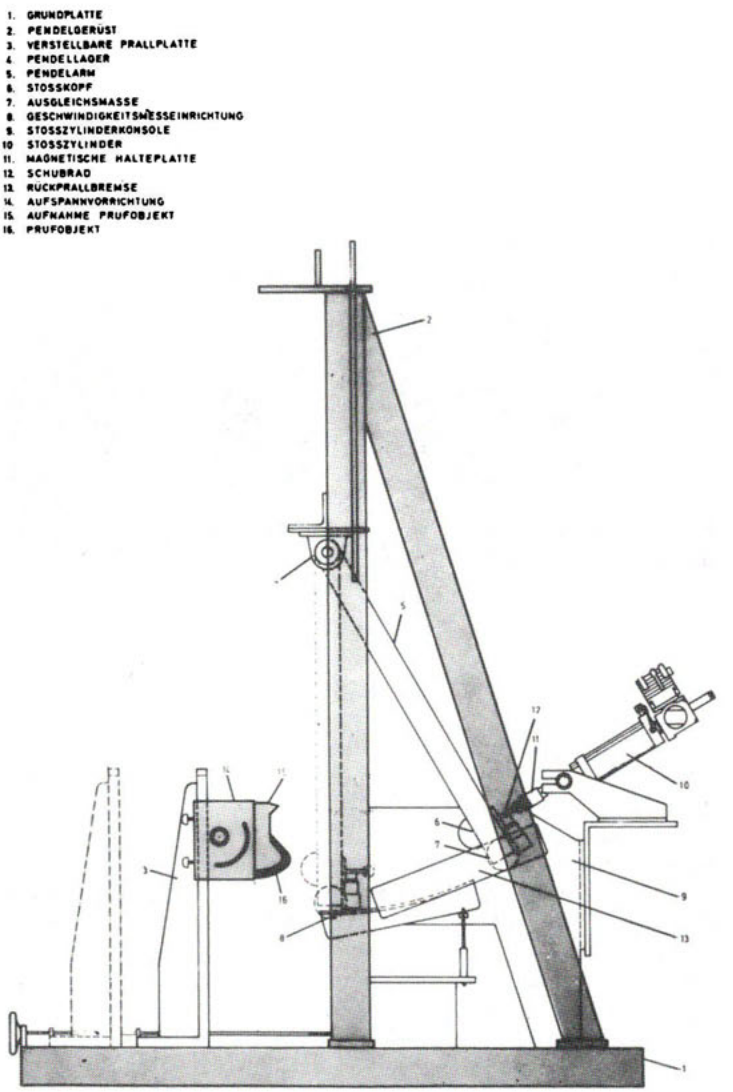


Bild 50. Schlagpendel zur Prüfung der Energieaufnahme von Armaturentafeln nach SAE J 921

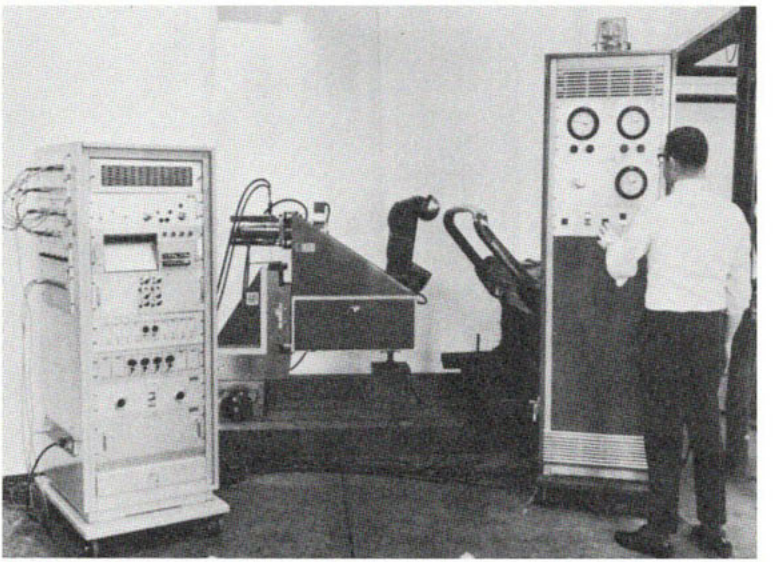


Bild 51. Schlagpendel zur dynamischen Prüfung von Polsterteilen im Wageninnern (Monterey)

und Eindrückung der Brust bei Aufprall eines Stoßkörpers, Rückfederverhalten des Rumpfes bei Auslenkung nach vorn, Eindrückung des Beckens bei statischer Belastung, Oberschenkel-, Längskräfte bei Aufschlag eines Stoßkörpers gegen das Knie. Neben einer Testpuppe mittlerer Größe (50percentil, männlich), wie sie für die Erfüllungsnachweise nach FMVSS 208 vorgeschrieben ist, sind Puppen mit den extremen Größen 95percentil männlich und 5percentil weiblich sowie Kinderdummies mit Altersgröße 6 und 3 Jahre gebräuchlich. Aus der Tabelle Bild 53 sind Abmessungen und Gewichte für diese Größen zu entnehmen. Die Bezeichnung 95percentil männlich bedeutet, daß nur 5% eines Kollektivs von Männern über, 95% aber unter der betreffenden Körpergröße liegen. Für die übrigen Größen gilt dies analog.

Zur Beurteilung von Stoßbeanspruchungen werden mit eingebauten Gebern an Testpuppen Beschleunigungen dreidimensional in Kopf und Brust, zuweilen auch an der Hüfte, sowie Oberschenkellängskräfte gemessen. Die Gesamtbeschleunigung an einer Stelle faßt man als vektorielle Resultierende mit der Formel

$$a_{ges} = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}$$

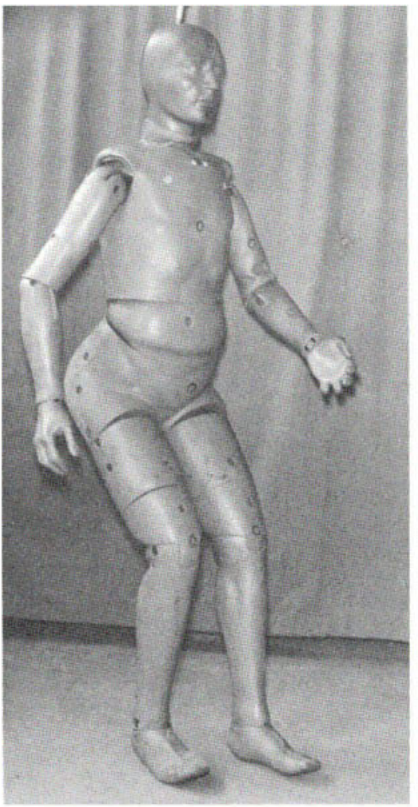


Bild 52. Hybrid II-Dummy nach FMVSS 208 (Humanoid Systems)

zusammen. Zur Bewertung der Beschleunigung am Kopfschwerpunkt ist nach FMVSS ein HIC („Head Injury Criterion") zu bilden nach der Formel

$$\mathrm{HIC} = \left[\frac{1}{t_2 + t_1}\int_{t_1}^{t_2} a_{ges}\, dt\right]^{2,5} (t_2 - t_1)$$

wobei $t_2 - t_1$ ein beliebiges Zeitintervall ist. Der Wert darf nach FMVSS 208 1000 nicht überschreiten. Für die Brust wird ein SI („Severity Index") nach der Formel

$$\mathrm{SI} = \int_0^T a_{ges}^{2,5} \cdot dt$$

gebildet, welcher ebenfalls 1000 nicht überschreiten darf. Als Oberschenkel-Längskräfte sind maximal 765 daN pro Bein zulässig. Alle diese Grenzwerte sind nicht unumstritten. Sie bedürfen der ständigen Überprüfung aufgrund von Forschungen über die Belastbarkeitsgrenzen und Verletzungsmechanismen beim Menschen und über die Vergleichbarkeit von Ergebnissen an lebenden Menschen einerseits und an Testpuppen andererseits.

	50-percentiles 6 Jahre altes Kind	5-percentile erwachsene Frau	50-percentiler erwachsener Mann	95-percentiler erwachsener Mann
Gewicht	21,5 kg	46,3 kg	74,4 kg	97,5 kg
aufrechte Sitzhöhe	645 mm	785 mm	907 mm	965 mm
Hüftbreite (beim Sitzen)	213 mm	325 mm	368 mm	417 mm
Hüftumfang (beim Sitzen)	607 mm	925 mm	1067 mm	1199 mm
Bauchumfang (beim Sitzen)	528 mm	599 mm	838 mm	1080 mm
Brusttiefe	–	191 mm	229 mm	267 mm
Brustumfang	–	775 mm	958 mm	1130 mm

Bild 53. Gewichte und Abmessungen von Fahrzeuginsassen (Testpuppen) nach FMVSS 208.

Literatur

Abkürzungen

Conf. Proc. = Conference Proceedings 1. Intern. Conference on the Biokinetics of Impacts, Amsterdam 1973.

Report = Report on the Second Intern. Conference Experimental Safety Vehicles, Sindelfingen 1971
on the Third ..... Washington 1972
on the Fourth..... Kyoto 1973
on the Fifth ..... London 1974
herausgegeben von:
Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration, Washington.

DKFS = Deutsche Kraftfahrtforschung, Düsseldorf.

TRRL = Transport Road Research Laboratory, Crowthorne Berks, England.

[1] Eckhold, J. C., Ford's Safety Advances. Automotive Industries 138, Nr. 5 (1968), S. 45–48.
[2] Leunig, G., Gedanken zu einem Vortrag über das sichere Automobil. ATZ 75 (1973), S. 269–270.
[3] Fischer, J., Der Motor stört immer. Automobil-Revue 69, H. 11 (1974), S. 11.
[4] Rasch, W., Schmid, I., Einsatz von servohydraulischen Pulsern in der Forschung und bei der Entwicklung von Kraftfahrzeugen VDI-Z. 114 (1972), S. 1279–1285.
[5] Schwede, W., Schwingungsuntersuchungen an Rohbaukarosserien. ATZ 73 (1971), S. 79–84.
[6] Hontschik, H., Kinkel, H.-J., Rasch, W., Schmid, I., Schwingungstechnische und arbeitsphysiologische Untersuchung von Fahrzeugsitzen verschiedener Bauart. ATZ 76 (1974), S. 216–222.
[7] Hontschick, H., Schmid, I., Der Sitz als Verbindungselement von von Mensch und Kraftfahrzeug. AZT 74 (1972), S. 155–161.
[8] Kinkel, H.-J., Maxion, K., Hontschik, H., Arbeitsphysiologische Untersuchungen an Kraftfahrzeugsitzen. Arbeitsmedizin 6, (1971), S. 298.
[9] Williams, J. F., McKenzie, J. A., The Effect of Seatback Stiffness and Collision Severity on the Dynamic Behaviour of the Head during „Whiplash". Conf. Proc.
[10] Carpenter, K. H., Kerr, L. L., The 1973 General Motors hydraulicpneumatic energy absorber bumper system. SAE-Paper 730031.
[11] Golze, R. R., Kienle, R. F., Bumper design materials and fabrication. SAE-Paper 730 030.
[12] Hintzen, H., Dunleavy, R. A., An energy absorbing elastomeric bumper. SAE-Paper 730 027.
[13] Kerr, L. L., The General Motors hydraulicpneumatic energy absorber applied to 1974 bumper systems. SAE-Paper 740 061.
[14] Kramer, M., Wanderer, U., Energieabsorbierende Stoßfängersysteme. Automobil-Ind. 2 (1974), S. 63–75.
[15] Kramer, M., Stoßstangen aus der Retorte? Chemiewerkstoffe zur Stoßabsorption. Automobil-Ind. 2 (1973), S. 45–53.
[16] Kramer, M., Über Versuche mit energieabsorbierenden Prallkörpern. Forschungsbericht 172 des Instituts für Kraftfahrzeuge der TU, Berlin 1972.
[17] Seiffert, U., Kirschner, P., 1974 VW energy absorbing bumper system. SAE-Paper 730 033.
[18] Slessor, K. M., u. a., The 1973 Ford impact absorbing bumper system. SAE-Paper 730 032.
[19] Taylor, D. P., Application of the Hydraulic Shock Absorber to a Vehicle Crash Protection System. SAE-Paper 710 537.
[20] Weller, P. A., Urethane energy absorbers for automobile bumpers. SAE-Paper 730025.
[21] Withrow, J. D., u. a., The 1973 Chrysler energy absorbing bumper system. SAE-Paper 720491.
[22] Wu, H., A study of automotive energy absorbing bumpers. SAE-Paper 730024.
[23] Campbell, K. L., Energy basis for collision severity. SAE-Paper 740565.

[24] Langwieder, K., Car crash collision types and passenger injuries in dependency upon car construction (field studies of the German automobile insurance companies). SAE-Paper 720968.
[25] Seiffert, U., Probleme der Automobilsicherheit. Diss. T. U., Berlin 1974.
[26] Willich, J. H., Wagner, H., Unfallschutz in und an Kraftfahrzeugen – Amerikanische Forschungsergebnisse. DKFS 132.
[27] Appel, H., Aggressivität von Fahrzeugen als Teilproblem der passiven Sicherheit. ATZ 75 (1973), S. 427–432.
[28] Appel, H., Auslegung der Fahrzeugstrukturen im Hinblick auf Kollisionen zwischen kleinen und großen Fahrzeugen. Der Verkehrsunfall, 11 (1972), S. 221–230.
[29] Appel, H., Fiala, E., Willumeit, H.-P., Entwicklungsstand des VW-Experimental-Sicherheitsautos. ATZ 74 (1972) S. 41–50.
[30] Appel, H., Optimales Deformationsverhalten der Front-, Heck- und Seitenstruktur von Kraftfahrzeugen im gemischten Verkehr. Report (1971).
[31] Appel, H., Tomas, J., The energy management structure for the Volkswagen ESV. SAE-Paper 730078.
[32] Arnig, K., Rhodes, A., Feustel, J. R., Ford ESV Energy Management System. SAE-Paper 730074.
[33] Bakewicz, F. J., Crash dynamics and structures of the experimental safety vehicle developed by General Motors. SAE-Paper 730076.
[34] Baracos, N., Rhodes, A., Ford „S" Frame. SAE-Paper 690 004.
[35] Beermann, H. J., Hilbrandt, E., Betrachtungen zur Deformation von Personenwagen-Karosserien. ATZ 75 (1973), S. 358–62.
[36] Collapsible Body, Automotive News 43, Nr. 4155, (1967), S. 2.
[37] Collins, J. D., Ford Presentation. Report (1973).
[38] Cornaccia, F., Behavior of a Specific Body Structure in Crash Testing. SAE-Paper 30, (1970).
[39] Dalby, T., Petersen, E. A., Nordentoft, E. L., The Type, Location and Severity of Injuries in Car Occupants in Relation to Accident Situations and Car Damage. Conf. Proc.
[40] Danckert, H., Linke, W., Neue Erkenntnisse zum Deformationsverhalten von Kraftfahrzeugen bei Unfällen. Vortrag d. Forsch. u. Entwickl., Vortrag bei d. Studienges. Leichtbau d. Verkehrsfahrz. (1973).
[41] Danner, M., Langwieder, K., The frequency of corresponding vehicle damage in crash tests and actual accidents. Report (1974).
[42] Digitek, Experimental Safety Vehicle Programm. U. S. Dep. Transportation, Nat. Highway Safety Bur. (1968).
[43] Emmerson, W. C., Fowler, J. E., The application of computer simulations in verhicle safety. Report (1974).
[44] Finch, P. M., TRRL/British Leyland Experimental Safety Sub-System Contracts. Report (1972).
[45] All of Ford's '68s Offer Limited Crushability. Automotive News Nr. 4143. (1967), S. 20, 28.
[46] „Controlled crush" front ends, energy absorbing steering for Ford. Autoproducts (Okt. 1967), S. 10–11.
[47] Frey, S. M., The Ford Motor Company ESV Programm. Report (1972).
[48] Grime, G., Jones, I. S., The Frequency and Severity of Injuries to the Occupants of Cars subjected to different Types of Impact in Accident:

An Investigation of British Road Accidents from Police Records. Conf. Proc.
[49] Gross, L., Mathematical Model of Vehicle Safety Deformation Under Impact – Design for Safety. Trans. ASME. Ser. B. J., Engng. Ind. 4 (1972), S. 961–64.
[50] Hasegawa, T., Baba, T., Technical Presentation of Toyota Motor Co., Ltd., Report (1973).
[51] Herridge, J. T., Mitchell, R. K., Development of a Computer Simulation Programm for Collinear Car/Car and Car/Barrier Collisions. American Society of Mechanical Engineers, Reprint No. 73–ICT – 34 (1973).
[52] Holmes, B. S., Sliter, G., Scale modeling of vehicle crashes-techniques, applicability, and accuracy, cost effectiveness. SAE-Paper 740 586.
[53] Hardy, J. L. G., Mackay, G. M., Asthom, S. J., Gloyns, P. F., Field Accident Damage as a Basis for Crash Tests. Conf. Proc.
[54] Johannsen, P., Konstruktionsmittel zur Abbremsung von Unfallstößen. ATZ 71 (1969), S. 172–175.
[55] Johnson, P. R., Wiltse, W. E., Front Structural Strength as it Affects Occupant Injury-Reduction and Survival. Proceedings of the GM Safety Seminar (1968), S. 17. 1/17. 10.
[56] Kawano, J., Outline of First Prototype and Experimental Study. Report (1972).
[57] Larousse, R., Energy absorption by structural deformation. SAE-Paper 730 077.
[58] Lim, G. G., Crash Data Analysis. SAE-Paper 720 496.
[59] Mechanical Fuse Absorbs Crashes, Design News 3 (1972), S. 12.
[60] Miller, P. M., Mayor, R. P., Basic Research in Automobile Crashworthiness. U. S. Department of Commerce PB 196 496 (Nov. 1969).
[61] Miller, P. M., Mayor, R. P., Basic Research in Automobile Crashworthiness, Testing and Evaluation of Engine Deflection concept. Cornell Aeronautical Lab. (1969).
[62] Miller, P. M., Naab, K. N., Basic Research in Automobile Crashworthiness Testing and Evaluation of Forward Structure Modification Concept. U. S. Department of Commerce PB 189 274 (Sept. 1969).
[63] Miller, P. M., Naab, N., Basic Research in Automobile Crashworthiness Testing and Evaluation of Forward Structure Modification Concept. Cornell Aeronautical Lab. (1969).
[64] Mitsuhashi, K., u. a., On crashworthiness of Nissan ESV. SAE-Paper 740 208.
[65] Pavlik, M., Development of energy absorbing automotive structures using scale model test techniques. SAE-Paper 740 570.
[66] Perrone, N., A new approach to impact attenuation. Georgetown Univ. & Cath. Univ. of Amer. 1970.
[67] Reidelbach, W., Schmid, W., An attempt to define and quantify car-to-car compatibility. Report 3. Int. Congress Autom. Safety, San Francisco, Paper Nr. 9. (1974).
[68] Saczalski, K. J., Park, K. C., An interactive hybrid technique for crashworthy design of complex vehicular structural systems. SAE-Paper 740 327.
[69] Schmid, I., Hofmann, M., Biomechanik des Aufpralls – vorrangige Aufgaben der Unfallforschung. ATZ 76 (1974), S. 209–215.

[70] Serizawa, Yoshio, Small Car Safety and ESV Specifications. Report (1972).
[71] Shaw, L. M., u. a., Front end structures crash response characterisation. SAE-Paper 740 571.
[72] Shieh, R., Some analytical crashworthiness studies of automobil front strucures. SAE-Paper 730 612.
[73] Sugiura, Hideo, Occupant Protection of 1,500 Pound ESV. Report (1972).
[74] Thompson, J. E., Vehicle crush prediction using finite-element techniques. SAE-Paper 730 157.
[75] Ventre, P., Proposal for test evaluation of compatibility between very different passenger cars. Report (1973).
[76] Ventre, P., Provensal, J., Proposition d'une Methode d'Analyse et de Classification des Severites de Collisions en Accidents reels. Conf. Proc.
[77] Wolfe, J. A. B., The use of models in automoblile impact research. TRRL Report LR 481 (1972).
[78] Finch, P. M., Vehicle frontal barrier impacts, Towards Safer Road Vehicles. TRRL Report LR 481 (1972).
[79] Arndt, F. E., Anderson, R. L., Rear End Structural Crashworthiness of Perimeter Frame Vehicles. U. S. Department of Transportation, National Highway Safety Administration, Baseline Test, Washington.
[80] Lin, Kuang-Huei, A Rear-end Barrier Impact Simulation Model for Unibody Passenger Cars. SAE-Paper 730 156.
[81] Fisher, R. G., Occupant protection in car-to-car impacts. SAE-Paper 740 316.
[82] Goldsmith, W., Khalik, T. B., Effect of a protective Device in the Reduction of Head Injury. Conf. Proc.
[83] Hontschik, H., Schmid, I., Untersuchung von Rückhaltesystemen für Kinder in Kraftfahrzeugen und Aufstellen eines Anforderungskatalogs. DKFS 245 (1974).
[84] Noisten, J., Untersuchung verschiedener Konzepte für Kollisionsschutzgeräte an Straßenfahrzeugen. DKFS 215 (1971).
[85] Searle, J. A., The Optimisation of Occupant Restraint for Frontal Impact. MIRA Report No. 1969/11 (1969).
[86] Wilson, R. A., Savage, C. M., Restraint system effectiveness – a study of fatal accidents. General Motors Autom. Safety Seminar (Juni 1973).
[87] Cesari, D., u. a., Effectiveness of safety belts under various directions of crashes. SAE-Paper 720 973.
[88] Elsholz, J., Relationsship between vehicle front-end deformation and efficiency of safety belts during frontal impact. Report (1974).
[89] Higuchi, K., Characteristics of body energy absorption and restraint system. Report (1974).
[90] Hontschik, H., Schmid, I., Beitrag zur Abstimmung von Überlebensraum und Sicherheitsgurt. DKFS 238.
[91] Hontschik, H., Untersuchung über die Wirksamkeit von Kraftfahrzeug-Sicherheitsgurten bei schrägem Aufprall. DKFS 168, Teil 1.
[92] Keil, E., Werner, H., Ewald, J., Hontschik, H., Rinza, P., Statische und dynamische Prüfung von Sicherheitsgurten. DKFS 180.
[93] McElhaney, J. H., u. a., Biomechanics of seat belt design. SAE-Paper 720 972.

[94] Pilhall, S., Bohlin, N., Ein passives Sicherheitsgurtsystem. ATZ 75 (1973), S. 23–27.
[95] Rubinstein, E., An Analysis of fatal Car Crashes in which the Victim was wearing a Seat Belt. Conf. Proc.
[96] Seiffert, U., Description of the Volkswagen restraint automatic (VW-RA) used in a fleet test program. SAE-Paper 740 046.
[97] Seiffert, U., Schwanz, W., Ein neuer passiver Rückhalteautomat der VW-RA. ATZ 76 (1974), S. 154–157.
[98] Serizawa, Y., Evaluation of seat belt systems and dummy characteristics. Report (1974).
[99] Willich, J. H., Untersuchung von Kraftfahrzeug-Sicherheitsgurten mit einer Versuchspuppe und einem Schleudersitz. ATZ 64 (1962), S. 352–357.
[100] Willich, J. H., Hontschik, H., Küsters, H., Untersuchung von Kraftfahrzeug-Sicherheitsgurten mit einer Versuchspuppe und einem Schleudersitz. DKFS 158.
[101] Hontschik, H., Schmid, I., Untersuchung von Sicherheitseinrichtungen für Kinder. DKFS 226.
[102] Veß, K., Untersuchung über den Unfallschutz von Kindern in Kraftfahrzeugen. DKFS 168, Teil 2.
[103] Abe, F., Satoh, S., Study on airbag systems for Nissan small-sized cars. SAE-Paper 740 577.
[104] Loucks, T. N., u. a., General Motors driver air cushion restraint system. SAE-Paper 730 605.
[105] Lundström, L. C., Relating air cushion performance to human factors and tolerance levels. Report (1974).
[106] Huber, Guntram, Eine Anlage für Fahrzeug-Unfallversuche mit Linearmotor als Antrieb. ATZ 76 (1974), S. 48–51
[107] Barnwell, G. M., Cromack, J. R., Flamboe, E. E., Perring, H., Injury Patters according to Crash Configuration. Conf. Proc.
[108] Glöckler, H., Beitrag zur Simulation des Zusammenstoßes Fahrzeug – Fußgänger. Automobil-Ind. 4 (1973), S. 71–76.
[109] Taneda, K., Kondo, M., Higuchi, K., Experiment on Passenger Car and Dummy Collision. Conf. Proc.
[110] Tarriere, C., u. a., Human tolerances to impact and protection measures. CCMC-Report. Report (1974).
[111] Tarriere, C., u. a., The influence of the shape of the vehicle on the severeness of pedestrian injuries. Report 3. Int. Cong. Autom. Safety, Paper Nr. 25. San Francisco 1974.

2.22 Achsantrieb

Heinz Otto

1 Achsgetriebe-Anordnungen
2 Beispiele für neue Achsantriebe
21 Standard-Bauweise
22 Heck- und Frontantriebe
23 Radlagerungen
3 Versuchsdurchführung
31 Steifigkeit
32 Festigkeitsuntersuchungen am Verspannungsprüfstand
33 Achsprüfstand
34 Fahrversuche

Seit Erscheinen der 18. Aufl. des ATH im Jahre 1965 sind die Achsantriebe für PKW in vielen Punkten konstruktiv verfeinert worden. Die europäischen Automobilfirmen verwenden bei kleinen Fahrzeugen zunehmend den Frontantrieb in den verschiedensten Anordnungen [1]. In der gehobenen Fahrzeugklasse ist die Standardbauweise mit Einzelradaufhängung im Vordringen. In USA wird immer noch bevorzugt die Standardbauweise mit Starrachse hinten gebaut, und auch die Japaner erzielten große Erfolge mit dieser einfachen Auslegung [2 u. 3]. Neuere Wälzlagerungen sind in der einschlägigen Literatur beschrieben [4 bis 8].

1 Achsgetriebe-Anordnungen

Um rationell zu arbeiten, streben die Automobil-Hersteller an, gleiche Aggregate in verschiedenen Fahrzeugtypen zu verwenden. So erhielten beispielsweise fast alle von Fiat beeinflußten Fahrzeuge bis zu 2,0 l Motor-Hubraum (Fiat, Autobianchi, Lancia) quergestellte Aggregate. Trotzdem bleibt für den Kunden das Fiat-Fahrzeugangebot vielseitig. Durch den sportlichen Zweisitzer Fiat X 1/9 (Bild 1) wurde die Angebotspalette erneut bereichert, obwohl das vor der Hinterachse

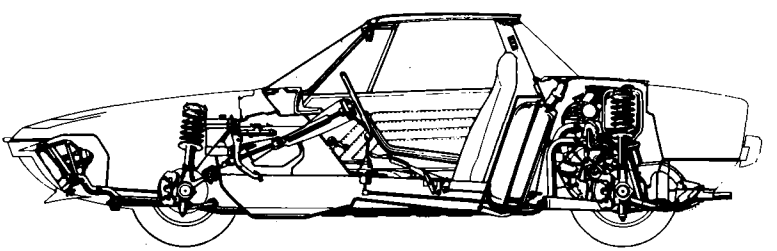


Bild 1. Fiat X 1/9 mit quer vor der Hinterachse angeordnetem, aus dem Coupé Fiat 128 stammendem, Aggregat

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

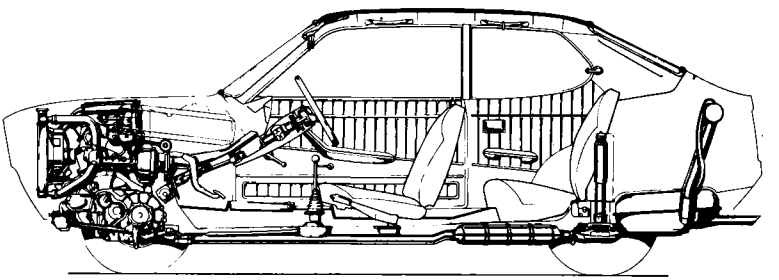


Bild 2. Coupé Fiat 128 mit quer vor der Vorderachse angeordnetem Aggregat

quer zur Fahrzeuglängsachse eingebaute Aggregat nicht neu ist, sondern aus dem Coupé Fiat 128 stammt (Bild 2), bei dem es vor der Vorderachse quer eingebaut ist.

2 Beispiele für neue Achsantriebe

21 Standard-Bauweise

Bei den Starrachsen werden zur Abfederung zunehmend Schraubenfedern verwendet. Die Achsführung und Drehmomentabstützung wird durch ein Lenkersystem übernommen. Bild 3 zeigt eine kostengünstige Lösung.

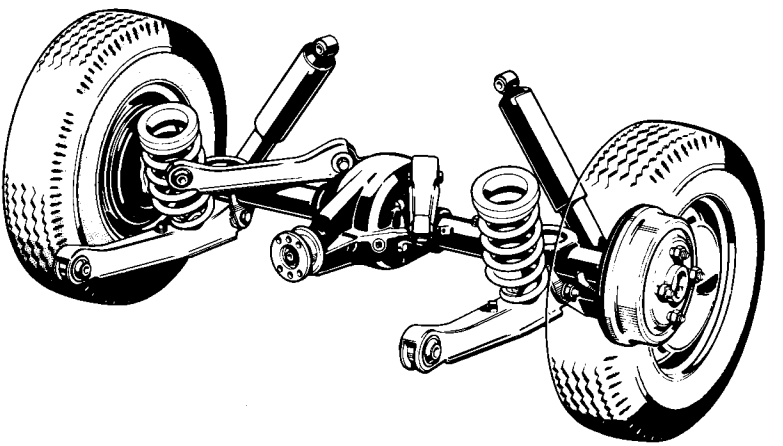


Bild 3. Starre Hinterachse mit Achsführung durch je 2 Längs- und Diagonallenker und Abfederung durch Schraubenfedern Ford Taunus (Baujahr 1971)

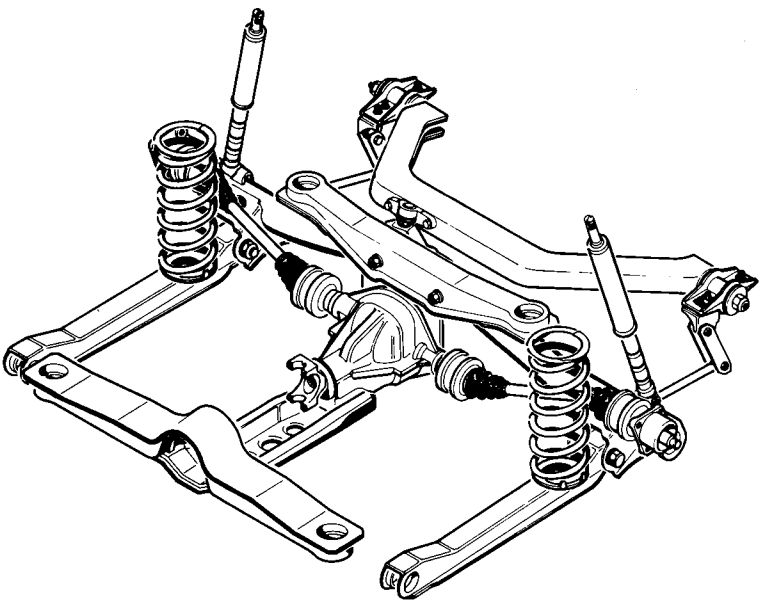


Bild 4. De-Dion-Hinterachse Opel-Kapitän (Baujahr 1970)

Im Bild 4 ist eine De-Dion-Hinterachse dargestellt. Das Hinterachsgetriebe wird am Wagenkörper mit Gummielementen aufgehängt. Der Achskörper wird durch zwei Längs- und einen Dreiecklenker geführt. Das Achsgetriebe-Gehäuse ist kompakt und somit leicht ausgeführt (Bild 5). Die Achswellen für die inneren Gleichlaufgelenke werden in der Verzahnung der Kegelräder und im Achsgehäuse auf Nadellagern geführt. Das Ausgleichgetriebe wird mit den Kegelrollenlagern von hinten in das Achsgehäuse eingebaut. Die Kegelrollenlager-Außenringe werden mit Hilfe von Lagerdeckeln im Achsgehäuse befestigt. Die Aufnahmebohrung für den Lager-Außenring ist geteilt.

Bild 6 zeigt das Hinterachsgetriebe einer Schräglenker-Hinterachse. Die Kardanwelle wird mit einer Zwischenwelle verschraubt, die durch eine Profilhülse mit dem Ritzel des Achsgetriebes verbunden ist.

Bei der Schräglenker-Hinterachse nach Bild 7 werden die Kegelrollenlager für das Ausgleichgetriebe in den Lagerdeckeln abgestützt (einteilige Aufnahme für Lager-Außenring). Zur Wärmeabfuhr ist der Achsgehäusedeckel verrippt. Die Achswellen werden gegen Herauswandern durch einen Sicherungsring gehalten.

Das Hinterachsgetriebe nach Bild 8 besitzt einen seitlichen Gehäusedeckel. Die Achswellen werden außen durch Kugellager geführt und

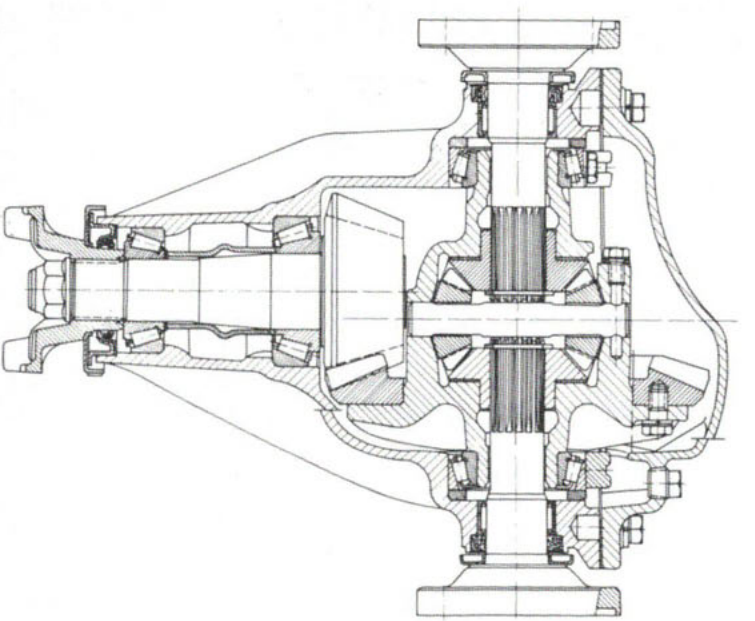


Bild 5. Achsgetriebe des Opel-Kapitän (Baujahr 1970)

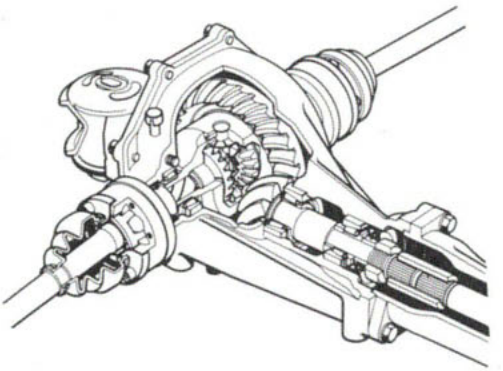


Bild 6. Achsgetriebe Ford Consul/Granada (Baujahr 1970)

axial durch Sechskantschrauben gehalten. Zur besseren Wärmeabfuhr ist das Achsgehäuse verrippt.

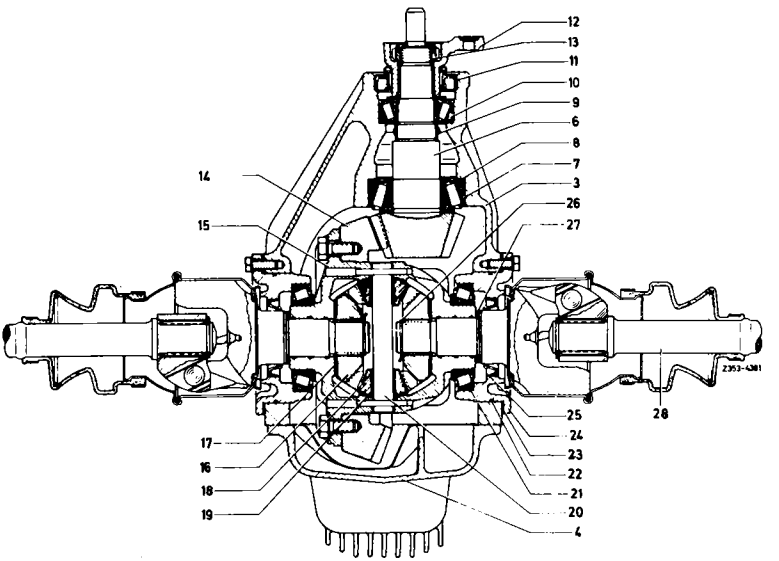


Bild 7. Achsgetriebe Mercedes 280 S bis 450 S (Baujahr 1973)

3 Hinterachsgehäuse
4 Abschlußdeckel
6 Antriebskegelrad
7 Kegelrollenlager
8 Ausgleichscheibe
9 Abstandhülse
10 Kegelrollenlager
11 Abdichtring
12 Gelenkflansch
13 Selbstsichernde Nutmutter
14 Tellerrad
15 Ausgleichgetriebegehäuse
16 Hinterachswellenrad
17 Anlaufscheibe
18 Ausgleichkegelrad
19 Kugelscheibe
20 Ausgleichbolzen
21 Kegelrollenlager
22 Dichtring
23 Ausgleichscheibe
24 Lagerdeckel
25 Abdichtring
26 Sicherungsring
27 Ausgleichscheibe
28 Hinterachswelle

22 Heck- und Frontantriebe

Bei einem in Fahrzeuglängsachse eingebauten Heck- oder Frontantriebs-Aggregat gelingt es nur dann, im Wechselgetriebe einen direkten Gang unterzubringen, wenn die Ritzelwelle hohl ist (Bild 9). Der Hypoidversatz muß relativ groß gewählt werden, damit die Ritzelwelle am Ausgleichgetriebe vorbeigeführt werden kann.

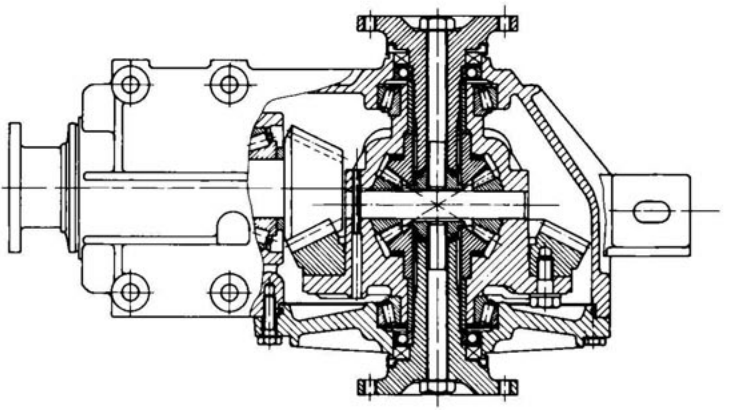


Bild 8. Achsgetriebe BMW 520 (Baujahr 1973)

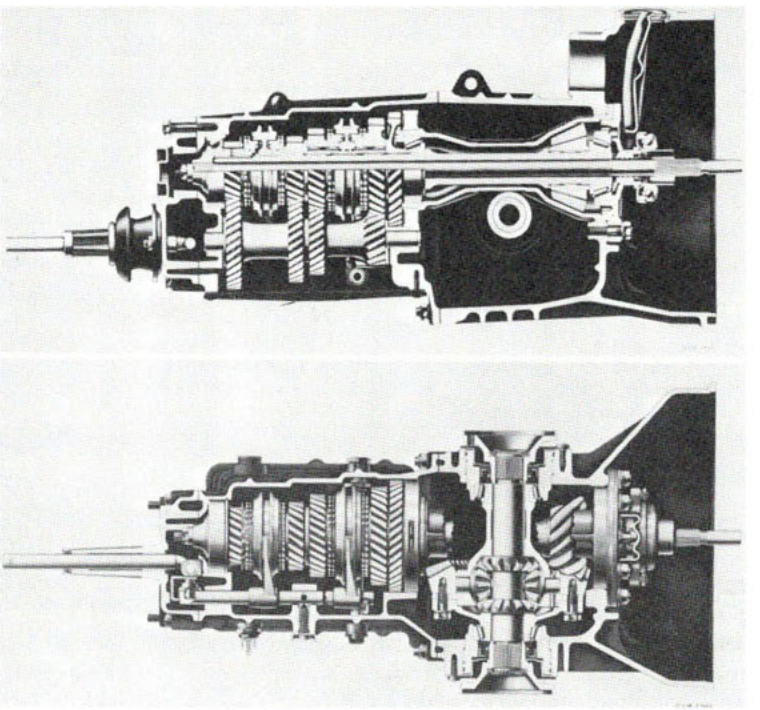


Bild 9. Wechsel- und Achsgetriebe VW 411 (Baujahr 1969)

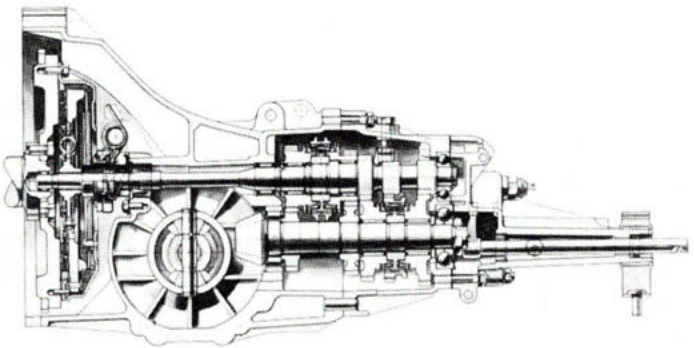


Bild 10. Wechsel- und Achsgetriebe Audi 80 (Baujahr 1972)

Wird auf einen direkten Gang im Wechselgetriebe verzichtet, ist der Konstrukteur frei in der Wahl des Hypoidversatzes (Bild 10).

Bild 11 zeigt ein Quer-Antriebs-Aggregat, bei dem das Wechselgetriebe an das Kupplungsgehäuse angeflanscht ist. Das Ausgleichgetriebe wird über Stirnräder von der Zwischenwelle aus direkt angetrieben. Es sitzt nicht in Mitte Fahrzeug, so daß die Antriebswellen verschieden lang sein müssen. Damit die kurze Antriebswelle (links) möglichst lang ausgeführt werden kann, ist der Drehpunkt der inneren Gelenke ins Ausgleichgetriebe gelegt worden.

Das Quer-Antriebs-Aggregat nach Bild 12 mit Getriebe-Automat wurde so konstruiert, daß es die gleichen Anschlußstellen für die Antriebswellen erhielt wie das in diesem Fahrzeugtyp verwendete Aggregat mit Schaltgetriebe. Um dies zu erreichen, erhielt der Ausgleichkorb einen langen Flansch, auf dem das Antriebsrad befestigt ist. Das Antriebsrad wird über ein Zwischenzahnrad angetrieben. Der Achsgetriebedeckel mußte aus Platzgründen topfartig ausgebildet werden. Das Ausgleichgetriebe sitzt nicht in Fahrzeugmitte, so daß die Antriebswellen unterschiedlich lang sind.

In Bild 13 ist ein Quer-Antriebs-Aggregat dargestellt, bei dem Wechsel- und Ausgleichgetriebe unter dem Motor angeordnet sind. Über Zwischenzahnräder und eine Antriebswelle geht der Kraftfluß am Schwungrad vorbei zum Wechselgetriebe. Das Ausgleichgetriebe

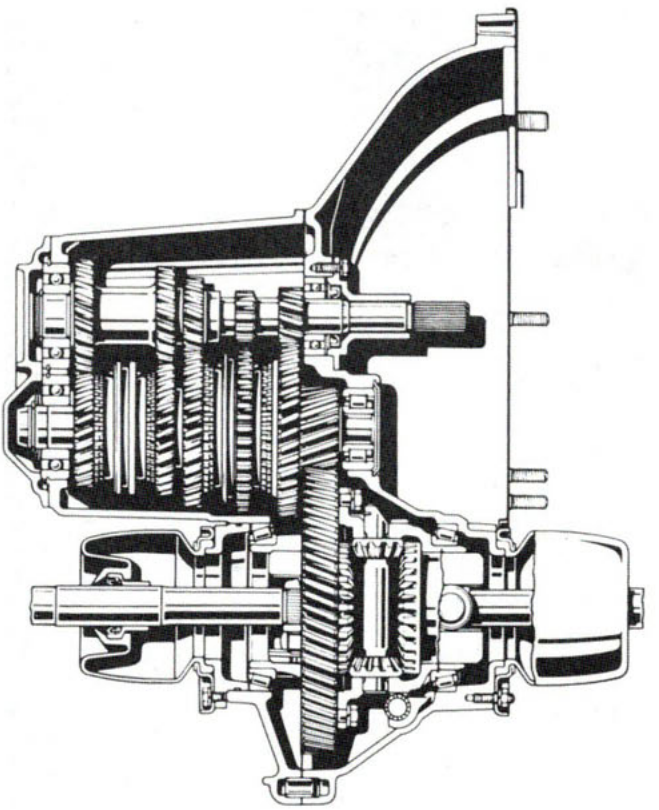


Bild 11. Wechsel- und Achsgetriebe Fiat 128 Sport Coupé

befindet sich in Mitte Fahrzeug. Die Antriebswellen sind gleich lang, so daß die Gelenkwinkel kleiner gehalten werden können als bei unsymmetrischer Anordnung des Ausgleichgetriebes.

23 Radlagerungen

Die Radlagerungen von unabhängig gefederten Antriebsachsen werden vielfältig ausgeführt. Es besteht jedoch der Trend, Lagereinheiten zu schaffen, die nicht eingestellt werden müssen [7 u. 8].

Bild 14 zeigt eine Radlagerung mit zwei Rillenkugellagern. Das

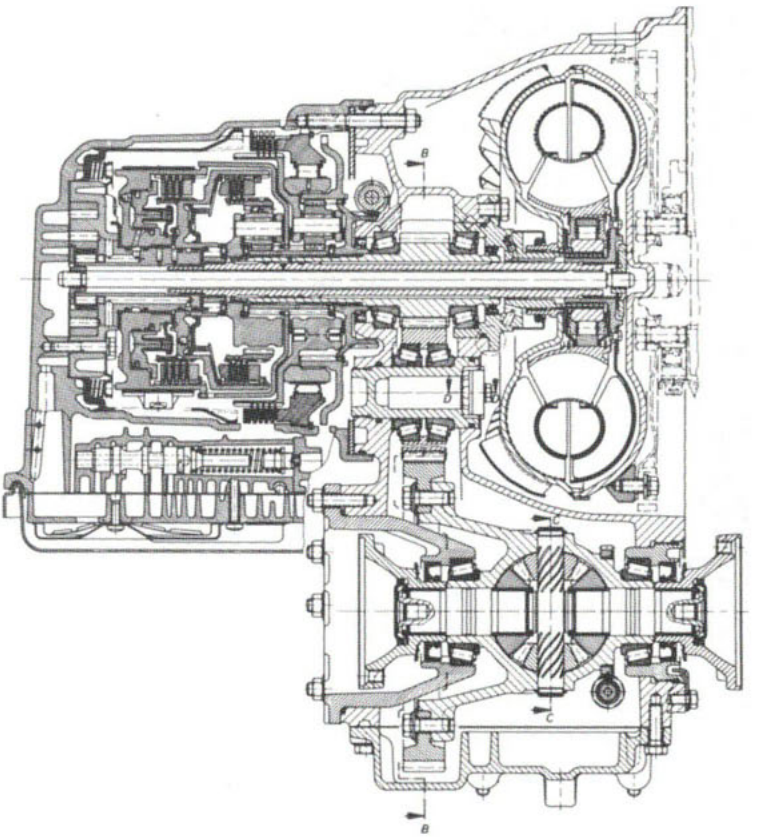


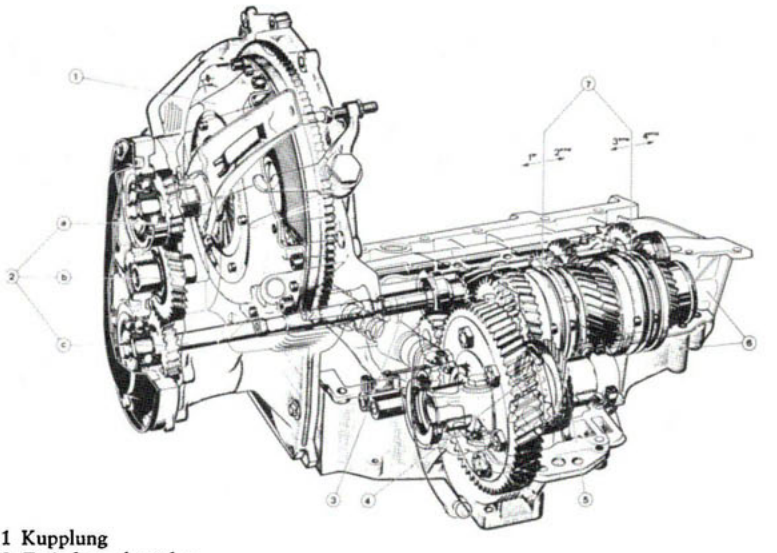
Bild 12. Getriebeautomat mit Achsgetriebe VW Golf (Baujahr 1974)

vorgeschriebene Axialspiel wird durch Paßringe eingestellt, die durch Ausmessen der Teile ausgewählt werden.

In Bild 15 ist eine im Prinzip ähnliche Lagerung mit Kegelrollenlagern gezeigt.

Bei einem doppelreihigen Schrägkugellager (Bild 16) sind Einstellarbeiten während der Montage nicht erforderlich.

Auch bei den Frontantriebswagen werden an der Antriebsachse zunehmend doppelreihige Schrägkugellager verwendet. Bild 17 zeigt ein Beispiel mit auf der Antriebswelle sitzendem doppelreihigen Schrägkugellager, während in Bild 18 das Lager auf der Antriebsnabe sitzt.



1 Kupplung
2 Zwischenzahnräder
3 Verbindungsmuffe Antriebswelle-Getriebeeingangswelle
4 Antriebsrad
5 Tachometerantrieb
6 Getriebegehäuse
7 Synchronkörper des Schaltgetriebes

Bild 13. Wechsel- und Achsgetriebe Peugeot 104 (Baujahr 1973)

3 Versuchsdurchführung

An die konstruktive Durcharbeitung des Achsantriebes schließt sich ein umfangreiches Erprobungsprogramm an. Wenn es die Terminsituation erlaubt, ist es zweckmäßig, das Achsgetriebe vor der Erprobung im Fahrzeug eingehend auf Prüfständen zu testen.

31 Steifigkeit

Der bei Kraftfahrzeugen angestrebte Leichtbau und die gehobenen Ansprüche in bezug auf Laufruhe erfordern steife Aggregate. Die Eigenfrequenz und Schwingungsform kann mit Hilfe von Beschleunigungsmessungen ermittelt werden, wobei mit Fremd- oder Eigenerregung gearbeitet wird. Durch die holografische Interferometrie ist es möglich, Schwingungen von Aggregaten und Anbauteilen sichtbar zu machen [9]. Es ist anzustreben, die Anschlußpunkte des Aggregates

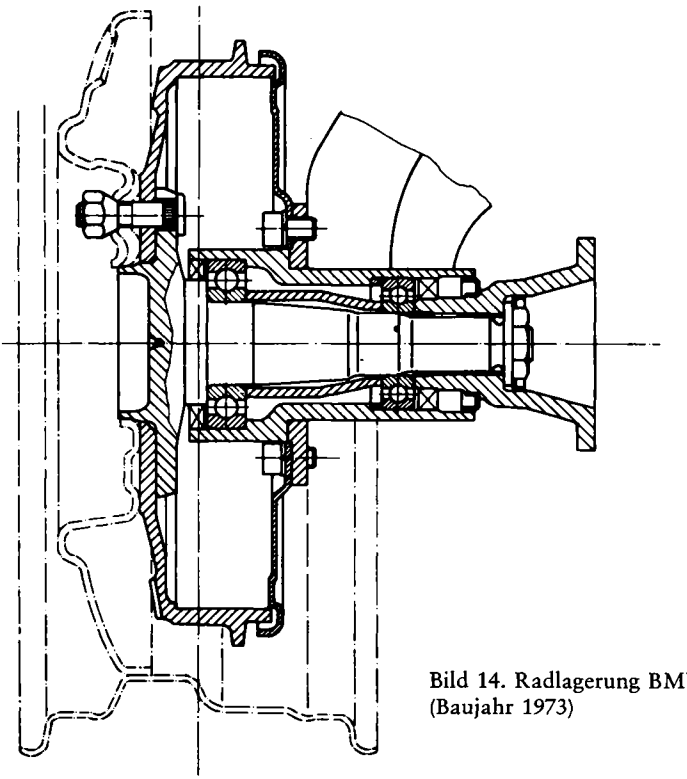


Bild 14. Radlagerung BMW 520 (Baujahr 1973)

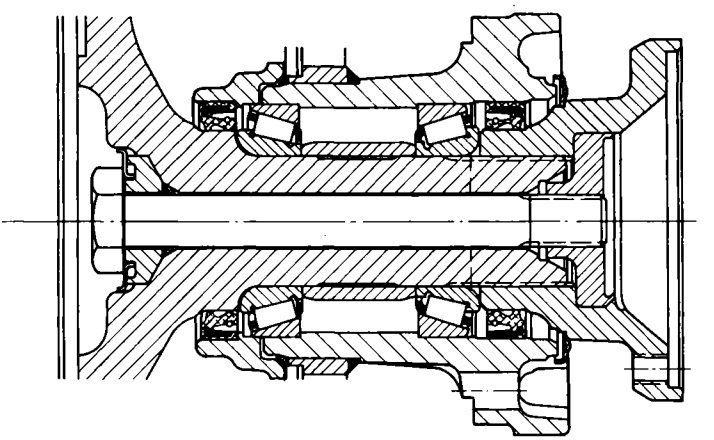


Bild 15. Radlagerung VW 411 (Baujahr 1969)

möglichst in Schwingungsknoten zu legen und die Aggregate an steifen Stellen der Karosserie aufzuhängen.

Der Zahneingriff der Antriebsräder muß über den gesamten Belastungsbereich überprüft werden. Hier sei auf ATH, Bd. 2, S. 425, Bild 26 und die einschlägige Literatur verwiesen [10].

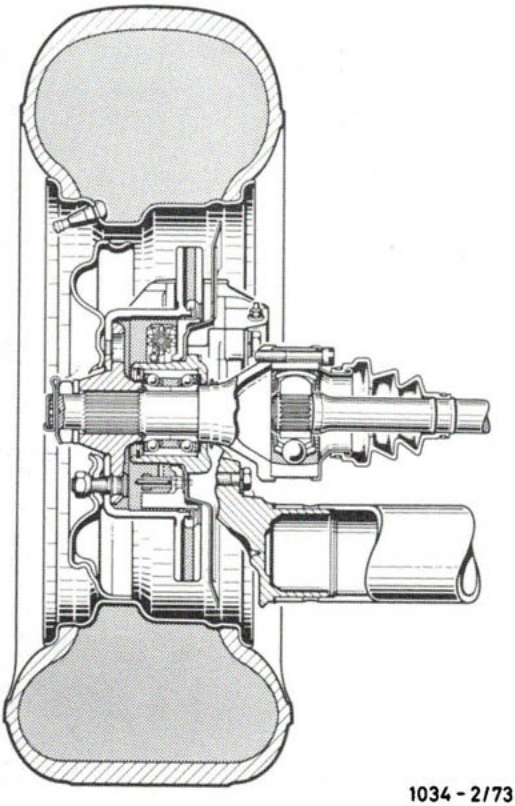


Bild 16. Radlagerung Opel Kapitän (Baujahr 1970)

32 Festigkeitsuntersuchungen am Verspannungsprüfstand

Der Verspannungs-Prüfstand (Bild 19) arbeitet nach dem Prinzip des Leistungskreislaufs. Es werden zwei Achsgetriebe, das Prüf- und das Übertragungsgetriebe durch zwei parallele Wellenzüge gegen ein Stirnradgetriebe verspannt. Der Antriebsmotor speist nur die Verlustleistung ein.

Mit dem Verspannungs-Prüfstand können vorteilhaft folgende Untersuchungen durchgeführt werden:

a) Ermittlung der Zahnfußfestigkeit. Es werden Wöhlerlinien vom Achsgetriebe gefahren.
b) Verschleißverhalten und Freßtragfähigkeit der Verzahnung.

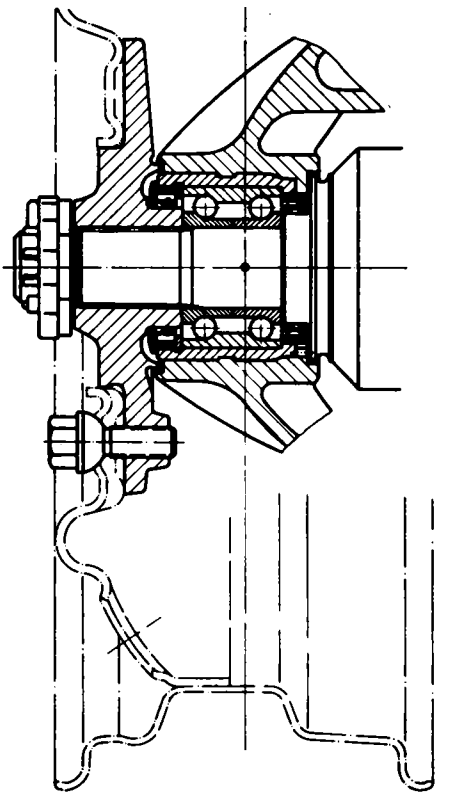


Bild 17. Radlagerung K 70 (Baujahr 1971)

Ein Fressen der Verzahnung wird angekündigt durch den Anstieg der Zahnmitten-Temperatur und durch Erhöhung der Verlustleistung [11 u. 12]. Um die Veränderung der Zahnflanken und Freßschäden zu fixieren, wird häufig das Abdruckverfahren mit Silikon-Kautschuk und Araldit nach Hanisch [13] angewendet. Die Abdrücke sind aussagekräftiger als Fotografien.

c) Beurteilung der Lagerlebensdauer.

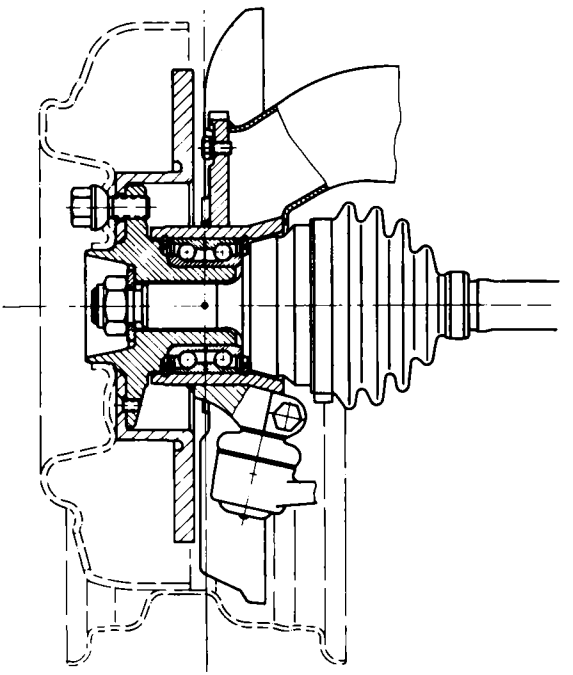


Bild 18. Radlagerung Audi 80 (Baujahr 1972)

33 3-Maschinen-Achsprüfstand

Der 3-Maschinen-Achsprüfstand ist schematisch in Bild 20 dargestellt. Die Antriebsmaschine besteht aus einem Elektro- oder Verbrennungsmotor. Als Bremsmaschinen werden je nach Verwendungszweck mechanische Bremsen, Wirbelstrom-Dynamometer oder Bremsgeneratoren verwendet.

Derartige Prüfstände [14] sind sehr vielseitig und können vorteilhaft für folgende Untersuchungen eingesetzt werden:

a) Überprüfung des Zahneingriffs der Antriebsräder (s. auch 31),
b) Wirkungsgrad-Messungen,
c) Überprüfung des Schmierkreislaufs,
d) Verschleißmessungen [15],
e) Lebensdauerversuche.

Je nach Ausrüstung der Steuerungseinheiten können einstufige Belastungen, mehrstufige Belastungen (Belastungskollektiv) oder von

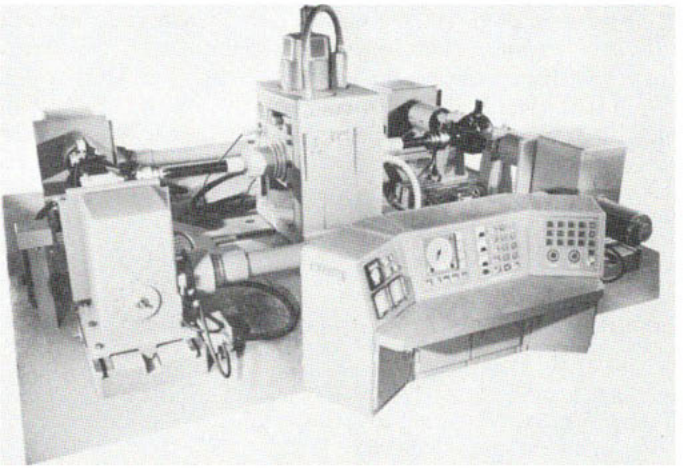
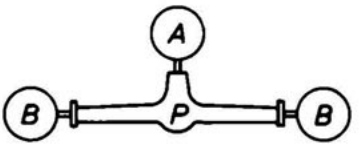


Bild 19. Verspannungs-Prüfstand von Gleason zur Prüfung von Achsgetrieben



A Antriebsmaschine
B Bremsmaschine
P Prüfgetriebe

Bild 20. 3-Maschinen-Achsprüfstand

einem repräsentativen Straßenprofil auf Band aufgenommene Belastungen aufgebracht werden. Besonders das zuletzt genannte Verfahren erlaubt eine recht genaue Aussage über die Lebensdauer (km) des Achsgetriebes.

34 Fahrversuche

Für den Fahrversuch verbleiben noch vielfältige Aufgaben, von denen folgende besonders hervorgehoben werden sollen:

a) Allgemeine Erprobung der Achsgetriebe im Normalbetrieb oder verschärftem Fahrzeugeinsatz,

b) Beurteilung von Zahnradgeräuschen, Abstimmung der Einstelldaten und Tragbilder,
c) Temperaturmessungen. Besonders bei Hypoidgetrieben können wegen der großen Verlustleistungen hohe Ölsumpftemperaturen auftreten. Bei den heute zur Verfügung stehenden Ölen sollte 130° im Ölsumpf nicht überschritten werden [16 u. 17]. Falls erforderlich, müssen am Achsgetriebe Kühlrippen zur Wärmeableitung angebracht werden.

Literatur

[1] Behles, F., Die Triebwerkanordnung beim Frontantrieb. ATZ 71 (1969), S. 35–39.
[2] Sitterding, H., Heutiger Personenwagenbau im Rückblick auf den 42. Automobil-Salon in Genf 1972. ATZ 74 (1972), S. 188–196.
[3] Sitterding, H., Internationale Personenwagen 1973, Rückblick auf den 43. Internationalen Automobil-Salon in Genf. ATZ 75 (1973), S. 187–193.
[4] Hampp, W., Wälzlagerungen, Berechnung und Gestaltung. Konstruktionsbücher Bd. 23, Berlin 1968
[5] Firmenschrift SKF Kugellagerfabriken GmbH Schweinfurt. Wälzlager in Kraftfahrzeugen, Dd 4693.9.66 Reg. 831.
[6] Firmenschrift FAG Kugelfischer Georg Schäfer & Co Schweinfurt. Das Wälzlager im Kraftfahrzeug, Publ. Nr. 05100.
[7] Braitsch, O., Lagereinheiten in Form zweireihiger Schrägkugellager als Radlager in deutschen Personenkraftwagen. Wälzlagertechnische Sonderschrift SKF, WTS 72 07 20.
[8] Asberg, S., Hanson, G., Moderne Radlagereinheiten. Kugellager-Zeitschrift Jahrgang 47. Sondernummer (1972).
[9] Felske, A., Happe, A., Schwingungsuntersuchungen an Karosserien und Aggregaten mit Hilfe der holografischen Interferometrie. ATZ 75 (1973), S. 96–102.
[10] Firmenschrift Gleason, Alfred Wentzky & Co Stuttgart. Anleitungen für den Einbau von Kegelrädern (1965).
[11] Langenbeck, K., Die Verschleiß- und Freßgrenzlast der Hypoidgetriebe. Diss. T. U.-München 1966
[12] Seizinger, K., Die Erwärmung einsatzgehärteter Zahnräder als Kennwert für ihre Freßtragfähigkeit. Diss. T.U. München 1971.
[13] Hanisch, F., Abdruckverfahren für die Oberflächentechnik. Der Maschinenschaden 40 (1967) 8. 11–22.
[14] Münnich, H., Prüfstand für Funktionuntersuchungen an Wälzlagern in Kraftfahrzeug-Hinterachsgetrieben. Die Kugellager-Zeitschrift 149 (1966).
[15] Ehrlich, W., Ramdor, H., Verschleißmessungen an einer Personenwagen-Hinterachse mittels Radio-Isotopen. ATZ 66 (1964) S. 300–305.

[16] Bartz, W. J., Hypoidgetriebe – gut geschmiert; Anforderungen an Schmierstoffe für Kraftfahrzeug-Hinterachsgetriebe. VDI-Nachrichten 40 (1969), S. 5.
[17] DIN 51 354, Mechanische Prüfung von Getriebe-Ölen in der FZG-Zahnrad-Verspannungs-Prüfmaschine 1970.

2.23 Getriebe

Hans Joachim Förster

1 Einleitung
2 Drehzahlwandler (Schlupfkupplung)
21 Reibkupplung
22 Elektrische Kupplung
23 Hydrostatische Kupplung
24 Hydrodynamische Kupplung und Getriebe
3 Drehmomentwandler (Getriebe)
4 Stufenlose Getriebe
41 Mechanische stufenlose Getriebe
411 Wälzgetriebe
412 Umschlingungsgetriebe
412.1 Keilriemengetriebe
412.2 Stahlgliederkettengetriebe
42 Elektrische Getriebe
421 Gegenkompound-Generator und Reihenschlußmotor
422 Drehstromgenerator und Synchronmotore
43 Hydrostatische Getriebe
431 Getriebebeispiele
432 Zusammenarbeit Verbrennungsmotor – Hydrostatische Getriebe – Fahrzeug
44 Hydrodynamische Getriebe (Föttinger-Getriebe)
441 Wandler mit Zentrifugal-Turbine
442 Wandler mit Zentripetal-Turbine
443 Mehrphasen-Wandler
444 Stellwandler
445 Zusammenarbeit Verbrennungsmotor –hydrodynamische Getriebe
5 Leistungsverzweigung
51 Innere Verzweigung
511 Hydrostatische Getriebe mit innerer Verzweigung
512 Hydrodynamische Getriebe mit innerer Verzweigung
52 Äußere Verzweigung
521 Leistungsteilung
522 Umlaufleistung
53 Mehrfache äußere Verzweigung
531 Hydrostatische Verzweigung nach Ebert
532 Mehrfache Verzweigung nach Reichenbächer
54 Einfache äußere Verzweigung
541 Verteilergetriebe
542 Sammelgetriebe
543 Hydrostatische Getriebe in einfacher Verzweigung
544 Jarchow-Getriebe
545 Hydrodynamische Getriebe in einfacher Verzweigung
6 Stufengetriebe
61 Getriebe-Bauarten
62 Schaltmittel, formschlüssig
621 Schiebezahnräder
622 Klauen- und Stiftschaltungen
623 Synchronschaltung
624 Sperrsynchronisierung
625 Servo-Sperrsynchronisierung
63 Schaltzeit von synchronisierten Getrieben
64 Getriebebeispiele
641 Personenwagengetriebe
642 Nutzfahrzeuggetriebe
7 Planetengetriebe
8 Automatische Fahrzeuggetriebe
81 Merkmale automatischer Getriebe
82 Zugkraftschaltung
821 Hochschaltung unter Gas
822 Rückschaltung unter Gas
83 Schaltelemente
84 Getriebesteuerung
841 Getriebeöl
842 Steuerung des Öldrucks
843 Steuerung des Gangwechsels
844 Schaltprogramm
85 Beispiele automatischer Getriebe

Bezeichnungen

A [m²]	Querschnittsfläche
b [m/s²]	Beschleunigung
c_w	Luftwiderstandsbeiwert
D [m]	Durchmesser

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

F [N]	Kraft
f	Rollwiderstandsbeiwert, Reibungsbeiwert
g [m/s²]	Erdbeschleunigung
I [−] [A]	Wandlungsbereich, Stromstärke
$\frac{i}{r}\left[\frac{1}{m}\right]$	Wandlung Motor − Rad
i	Übersetzungsverhältnis
J [kg · m²]	Massenträgheitsmoment
M [Nm]	Drehmoment
m [kg]	Masse des Fahrzeugs
α [°]	Fahrbahnneigungswinkel, Motorstellgröße
ε	Profilüberdeckung
η	Wirkungsgrad
λ	Leistungszahl
μ	Drehmomentverhältnis Ausgang zu Eingang
ν	Drehzahlverhältnis Ausgang zu Eingang
ρ [kg/m³]	Dichte
ω [rad/s]	Winkelgeschwindigkeit
$\dot{\omega}$ [rad/s²]	Winkelbeschleunigung
n [1/min]	Drehzahl
P [W]	Leistung
p [bar]	Druck
Q [J]	Wärmemenge, Verlustarbeit
R [Ω]	Ohmscher Widerstand
r, R [m]	Radius
t [s]	Zeit
U [V]	Spannung
V [m³]	Volumen
$\dot{V}$ [m³/s]	Volumenstrom
v [m/s]	Fahrgeschwindigkeit
X	Einstellung
z	Anzahl, Zähnezahl
Φ [M]	Magnetischer Fluß

1 Einleitung

Jedes Landfahrzeug braucht ein Getriebe, weil sich die Kennfelder von Kraftmaschine (Motor) und Arbeitsmaschine (Fahrzeug) nicht decken. Bild 1 zeigt das Kennfeld eines Fahrzeugs bei Vorwärtsfahrt. Aufgetragen sind: Auf der Abszisse die Fahrgeschwindigkeit v, auf der Ordinate die Zugkraft F (beide normiert mit den Werten am Punkt maximaler Leistung, Index 0) und als Parameter die Steigung tan α. Die Gleichung für die Fahrzeugbewegung lautet (vereinfacht):

$$(M_m - \dot{\omega}_m \cdot J_m) \cdot \frac{i}{r} \cdot \eta_{ges} = m \cdot g \cdot f \cdot \cos\alpha + m \cdot g \cdot \sin\alpha + m \cdot b + c_w \cdot \frac{\rho}{2} \cdot A \cdot v^2.$$

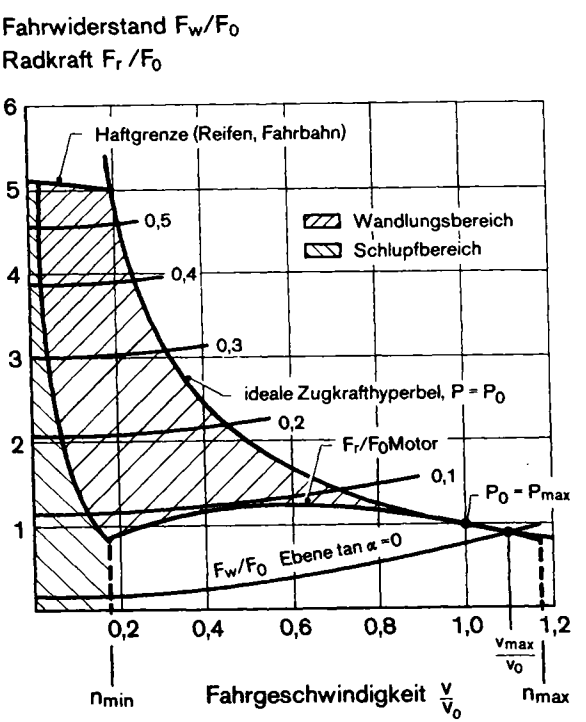


Bild 1. Zusammenarbeit Verbrennungsmotor – Fahrzeug

Um das Fahrzeug in Bewegung zu setzen und zu halten, müssen Kräfte aufgebracht werden. Selbst bei kleinster Fahrgeschwindigkeit ($v \approx 0$) und in der Ebene ($\tan\alpha = 0$) ist eine Kraft zur Überwindung des Rollwiderstandes nötig. Mit wachsender Fahrgeschwindigkeit kommt der quadratisch steigende Luftwiderstand dazu. Steigungs- und Beschleunigungswiderstand sind weitere Kräfte, die sich zum Fahrwiderstand in der Ebene addieren können (der Rollwiderstandsbeiwert ist von Reifenart, Reifendruck, Straßenoberfläche abhängig und wächst meist etwas mit der Fahrgeschwindigkeit).

Der zum Antrieb von Kraftfahrzeugen übliche Verbrennungsmotor (Otto- oder Dieselmotor), dessen Vollast-Kennlinie ebenfalls in Bild 1

eingetragen ist, läuft nur oberhalb der Leerlaufdrehzahl n_{min}; sein Drehmoment ändert sich dann nur wenig mit der Drehzahl. Daher erreicht er seine maximale Leistung P_0 nur bei einer Drehzahl oder in einem sehr schmalen Drehzahlbereich.

Erst durch geeignete Getriebe (auch Kennungswandler genannt) kann das Kennfeld des Motors so verändert werden, daß es zu dem des Fahrzeugs paßt. Demnach hat das Getriebe zwei Aufgaben:

a) Übertragung des Motordrehmoments bei Schlupf im Anfahrgebiet: Drehzahlwandler, Schlupfkupplung.

b) Wandeln des Motordrehmoments so, daß die Leistung $P = M \cdot \omega$ bei veränderlicher Fahrgeschwindigkeit möglichst konstant bleibt, d.h. daß das Drehmoment (bzw. Zugkraft) mit abnehmender Drehzahl (Fahrgeschwindigkeit) hyperbolisch steigt: Drehmomentwandler, Getriebe.

In der Fahrgleichung ist die Wandlung: Antriebskraft am Rad zu Drehmoment am Motorausgang, durch den Term $\frac{i}{r} \cdot \eta_{ges}$ ausgedrückt (der Rollradius r des Rades nimmt mit der Fahrgeschwindigkeit etwas zu).

$$\frac{i}{r} = \frac{\omega_m}{v} = \frac{\dot{\omega}_m}{b} = \frac{F_r}{M_e \cdot \eta_{ges}}.$$

Für das Getriebe allein werden später verwendet:

$$\nu = \frac{\omega_a}{\omega_e} = \frac{1}{i}\,;\ \mu = -\frac{M_a}{M_e}$$

$$\eta_{ges} = \nu \cdot \mu \text{ also } \mu = \eta_{getr} \cdot i.$$

Bei Beschleunigungsvorgängen verbraucht der Motor einen Teil des von ihm erzeugten Drehmoments M_m zur Beschleunigung seiner eigenen Drehmassen J_m, so daß das Getriebeeingangsmoment $M_e = M_m - \dot{\omega}_m \cdot J_m$ während der Beschleunigung kleiner ist als das Motormoment.

2 Drehzahlwandler (Schlupfkupplung)

Wird ein Drehmoment M_k bei unterschiedlicher Eingangs- und Ausgangsdrehzahl (Schlupf) übertragen, so entsteht eine Verlustleistung der Größe $P_v = M_k(\omega_e - \omega_a)$.

Während des Schlupfs wird das übertragene Drehmoment M_k nur von den Daten der Kupplung bestimmt. Die Leistung fließt immer vom schneller zum langsamer drehenden Teil.

21 Reibkupplung

Im Kraftfahrzeug wird bevorzugt die Reibkupplung verwendet, da sie gleichzeitig auch als Trennkupplung zur Schaltung des Stufengetriebes (Abschn. 6) verwendet werden kann (Bild 2a).

Die Übertragungsgleichung lautet:

$$M_k = f_k \cdot F_A \cdot R_m \cdot z$$

$$R_m = \frac{3}{2} \cdot \frac{R_a^3 - R_i^3}{R_a^2 - R_i^2} \approx \frac{R_a + R_i}{2}.$$

Das Kupplungsmoment M_k wird während des Schlupfes durch die Anpreßkraft F_A von außen eingestellt. Das Eingangsmoment M_e muß in diesem Betriebszustand gleich M_k gehalten werden, sonst geht der Motor durch oder er bleibt stehen. Die beim Anfahren entstehende Verlustarbeit Q_v ist gegeben durch

$$Q_v = \frac{\omega_e^2 \cdot M_k \cdot m}{2 \cdot [M_k \cdot \left(\frac{i}{r}\right)^2 \cdot \eta_{ges} - \frac{i}{r} \cdot m \cdot g \cdot (f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha)]}$$

Beim Anfahrvorgang in der Ebene ($\tan\alpha = 0$) mit vernachlässigtem Rollwiderstand ergibt sich

$$Q_{v(\alpha=0)} \approx \frac{\omega_e^2 \cdot m}{2 \cdot \left(\frac{i}{r}\right)^2 \cdot \eta_{ges}}.$$

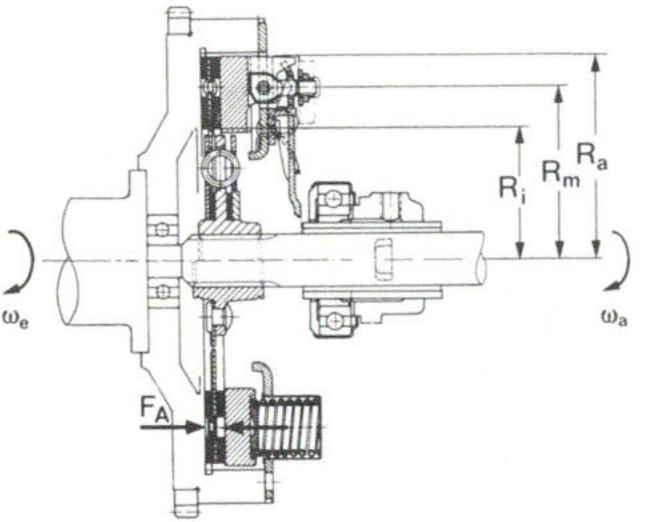


Bild 2a) Reibungskupplung, Fichtel & Sachs

Hier ist die Verlustwärme dem Quadrat der Motordrehzahl und der Wagenmasse direkt, dem Quadrat der Wandlung aber umgekehrt proportional. Durch eine Änderung der Getriebeübersetzung läßt sich selbst bei gleicher Wagenmasse und gleicher Motordrehzahl die entstehende Anfahrschlupfwärme stark beeinflussen.

22 Elektrische Kupplung

Es sind sowohl elektrodynamische als auch Elektro-Reibkupplungen möglich. Im Kraftfahrzeug wurde vereinzelt die Magnetpulverkupplung (Bild 2b) eingesetzt. Der Elektromagnet wird vom Motor angetrieben, der Anker ist mit der Ausgangswelle verbunden. Der Kraftschluß zwischen beiden wird durch die Reibung von Eisen-Pulver hergestellt, das sich bei erregtem Magnet in den Spalt zwischen den Magnetpolen und dem Anker zwängt. Das übertragbare Drehmoment ist in einem weiten Bereich dem Erregerstrom proportional (Bild 2c).

Zur vollen Trennung muß Gegenstrom gegeben werden. Der Nachteil dieser Kupplung liegt in dem großen Trägheitsmoment des Rotors, das die Getriebesynchronisierung erschwert.

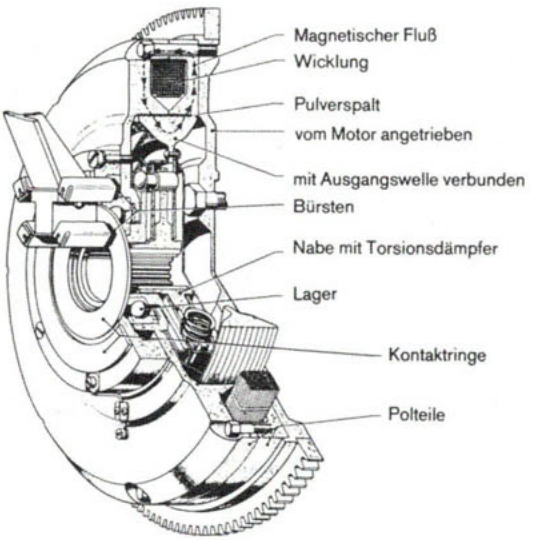


Bild 2b) Magnetpulverkupplung, Smith

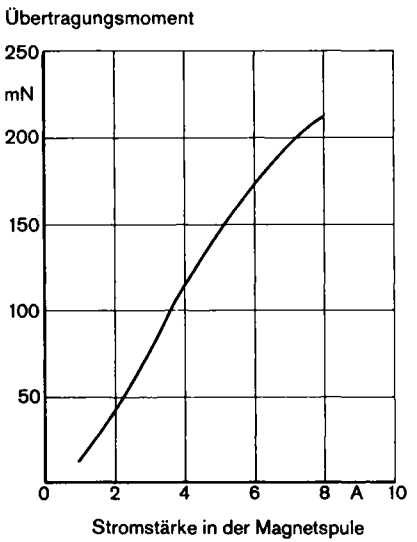


Bild 2c) Übertragungsmoment einer Magnetpulverkupplung

23 Hydrostatische Kupplung

Eine hydrostatische Anfahrkupplung ist im Prinzip eine umlaufende Ölpumpe, von der ein Teil (z. B. Rad) mit der Eingangswelle und das andere Teil (z. B. Gehäuse) mit der Ausgangswelle verbunden ist. Die Kupplung ist gelöst, wenn Druck- und Saugseite widerstandsfrei verbunden sind. Wird diese Verbindung gedrosselt, so entsteht durch den Öldruck ein Übertragungsmoment. Mit abnehmendem Schlupf wird die umgepumpte Fördermenge kleiner, doch bleibt auch bei geschlossener Druckseite infolge innerer Leckage ein Restschlupf übrig. Das übertragene Drehmoment wird über den Öldruck p gesteuert.

Der Nachteil hydrostatischer Kupplungen liegt in der Restreibung bei geöffneter und im Restschlupf bei geschlossener Kupplung.

24 Hydrodynamische Kupplung und Getriebe

Die hydrodynamische Kupplung, auch hydraulische, Turbo- oder Föttinger-Kupplung genannt, besteht aus einer Kreiselpumpe, die die mechanische Eingangsleistung in hydraulische Leistung eines Massenstroms (Öl) verwandelt, und einer mit der Ausgangswelle verbundenen Turbine, die diese hydraulische Leistung durch Änderung der Geschwindigkeit des Massenstroms (Richtung und Betrag) wieder in

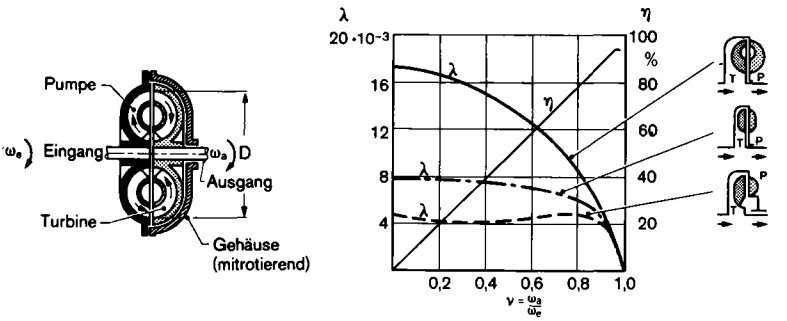


Bild 2d) Hydrodynamische Kupplung, Einfluß der Bauform auf die Leistungszahl

mechanische Leistung zurückverwandelt. Beide Räder sind dicht in einem Kreislauf zusammengebaut und haben meist radiale Schaufeln. Das übertragene Drehmoment wird bestimmt durch die Beziehung

$$M_p = \rho_{öl} \cdot \lambda \cdot D^5 \cdot \omega_p^2$$

M_p ist normalerweise nicht von außen einstellbar; in Zusammenarbeit mit dem Verbrennungsmotor gibt es für jede Gashebelstellung einen stabilen Betriebspunkt (Bild 7j).

Die Leistungszahl λ ist vom Drehzahlverhältnis Turbine zu Pumpe ν abhängig. Ihr Verlauf kann durch konstruktive Maßnahmen in weitem Bereich verändert und so verschiedenen Bedingungen angepaßt werden (Bild 2d) (541–544).

Das hydrodynamische Getriebe (Abschn. 54) besitzt zusätzlich zu Pumpe und Turbine ein feststehendes Leitrad, über das ein Moment nach außen abgestützt werden kann. Das Eingangsmoment kann daher gewandelt werden, das Schlupfverhalten des Getriebes ist mit dem der hydrodynamischen Kupplung vergleichbar.

Hydrodynamische Kupplungen und Getriebe sind ideale Anfahrelemente:

- Der unterschiedliche Verlauf der Momentlinien von Verbrennungsmotor und Strömungsgetriebe ergibt stabile Betriebspunkte (Bild 7j),
- Sie sind selbstregelnd, beim Getriebe steigt das Turbinenmoment mit abnehmender Turbinendrehzahl,
- Das Pumpenmoment steigt mit dem Quadrat der Pumpendrehzahl und ist daher bei Leerlauf niedrig,
- Die Schlupfwärme entsteht im Öl und kann so leicht abgeführt werden,

- Sie arbeiten verschleißfrei, da sich die leistungsführenden Schaufelräder nicht berühren,
- Sie wirken schwingungsdämpfend,
- Sie erreichen als Kupplung hohe Übertragungswirkungsgrade.

3 Drehmomentwandler (Getriebe)

In einem Getriebe werden Drehmoment und Drehzahl gewandelt. Im Zusammenhang mit der Drehzahl spricht man häufiger von „Übersetzung", im Zusammenhang mit dem Moment häufiger von „Wandlung". Beide Größen sind über den Wirkungsgrad verbunden.

$$\eta = -\frac{M_a}{M_e} \cdot \frac{\omega_a}{\omega_e} = \mu \cdot \nu = \frac{\mu}{i}.$$

Der notwendige Wandlungs- bzw. Übersetzungsbereich I des Getriebes wird von zwei Bedingungen begrenzt:

a) Nach oben durch die maximal mögliche, vom Kraftschluß Reifen – Straße bestimmte, bzw. durch eine festgelegte Steigfähigkeit $\tan \alpha_{max}$,

b) Nach unten durch die maximale, in der Ebene erreichbare, bzw. durch die für maximale Motordrehzahl festgelegte Endgeschwindigkeit v_{max}.

Bei Festlegung der Wandlung nach Steigfähigkeit können in der Bewegungsgleichung der Beschleunigungs- und der Luftwiderstand vernachlässigt werden; bei Festlegung der Wandlung nach der Endgeschwindigkeit werden Beschleunigungs- und Steigungswiderstand Null gesetzt. Dann ergibt sich

$$\left(\frac{i}{r}\right)_{1.\,\text{Gang}} = \frac{m \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha_{max} + \sin \alpha_{max})}{M_m \cdot \eta_{ges}} \approx \frac{m \cdot g \cdot \tan \alpha_{max}}{M_m \cdot \eta_{ges}}$$

$$\left(\frac{i}{r}\right)_{\text{direkt}} = \left(\frac{\omega_m}{v}\right)_{max.}$$

Werden für das Motordrehmoment und die Motordrehzahl die Werte bei maximaler Leistung P_0 eingesetzt, so läßt sich der erforderliche Wandlungsbereich I des Getriebes wie folgt definieren:

$$I = \frac{\left(\frac{i}{r}\right)_{1.\,\text{Gang}}}{\left(\frac{i}{r}\right)_{\text{direkt}}} \approx \frac{v_{max} \cdot \tan \alpha_{max}}{\left(\frac{P_0}{m \cdot g}\right)_{\text{effektiv}}}.$$

Dabei kann die Geschwindigkeit v_{max} allerdings nur innerhalb der durch die gegebene Motorleistung P_0 gesetzten Grenzen gewählt wer-

den. Die effektive spezifische Leistung des Fahrzeugs $\left(\frac{P_o}{m \cdot g}\right)_{effektiv}$ ist der Quotient aus der maximalen, tatsächlich zum Antrieb verfügbaren Leistung (Berücksichtigung des Höheneinflusses, Abzug der Leistung für Nebenantriebe, Wirkungsgrad usw.) und dem tatsächlichen Gewicht bei der gewünschten Steigfähigkeit (Berücksichtigung von Überlasten wie z. B. Wohnanhänger).

Die bei PKW und NFZ üblichen Übersetzungsbereiche liegen in den Grenzen:

PKW:	$3 \leqq I \leqq 4{,}5$
NFZ:	$6 \leqq I \leqq 9$

Ein Getriebe wäre ideal, wenn es die eingestellte Motorleistung P im ganzen Wandlungsbereich I mit gutem Wirkungsgrad, stufenlos, bei jeder Fahrgeschwindigkeit übertragen könnte. Getriebe, die nur einzelne diskrete Übersetzungsverhältnisse einstellen können, heißen Stufengetriebe.

4 Stufenlose Getriebe

Es gibt rein mechanische Lösungen, die das Drehmoment direkt wandeln und Systeme, bei denen die mechanische Antriebsenergie zuerst in eine andere Energieform, die leichter manipulierbar ist, transformiert und später wieder in mechanische Energie zurückgeformt wird. Die zweifache Umwandlung ist immer mit zusätzlichen Verlusten verbunden.

41 Mechanische stufenlose Getriebe

Weil das Drehmoment das Produkt aus Kraft mal Hebelarm ist, $M = F \cdot R$, wird die Wandlung

$$\mu = -\frac{M_a}{M_e} = -\frac{(F \cdot R)_a}{(F \cdot R)_e};$$

verlustfrei wird

$$\mu_{(\eta=1)} = \frac{R_a}{R_e}.$$

Stufenlose Änderung der Übersetzung bedeutet demnach stufenlose Änderung der Radien des Kraftangriffspunktes unter Last.

411 Wälzgetriebe

Der Radius des Kraftangriffspunktes kann an der Eingangs- und Ausgangsseite durch Schwenken der Reibräder verändert werden, Bild 3a. Da die Wälzkörper aus gehärtetem Stahl unter Ölschmierung arbeiten, sind die Traktionskoeffizienten zwar klein (Bild 3b), aber hohe Anpreßkräfte sind möglich. Wegen des häufigen Lastwechsels beim Fahrbetrieb werden die Anpreßkräfte dem durchgeleiteten Drehmoment (meist durch Nocken-Steuerung) angepaßt.

Vorteil der mechanischen stufenlosen Wandler: Relativ hohe Wirkungsgrade (Bild 3c).

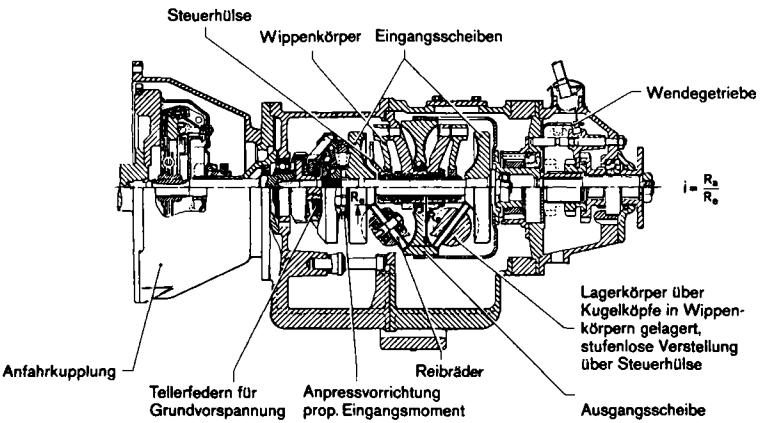


Bild 3a) Wälzgetriebe, Perbury Drive [14]

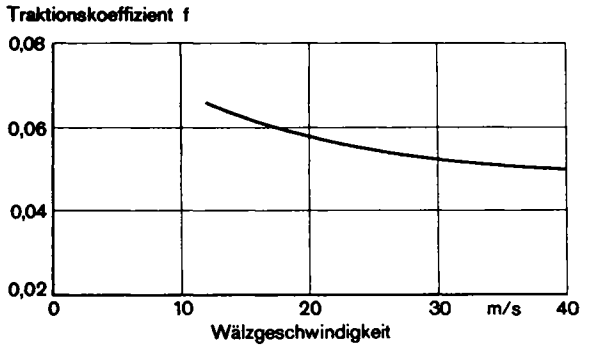


Bild 3b) Traktionskoeffizient für Wälzgetriebe, Stahl auf Stahl in Öl [14]

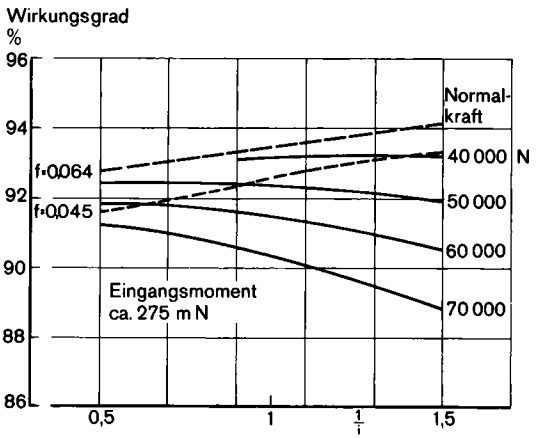


Bild 3c) Wirkungsgrad eines Wälzgetriebes, Perbury Drive [14]

Nachteil: Hohe Anpreßkräfte (Blindkräfte), Gefahr des Gleitens, Spezialöl erforderlich, Verstellung der Übersetzung nur bei Bewegung möglich. Im allgemeinen nur wenige Übertragungsstellen.

Seit Beginn des Automobilbaus werden immer wieder Wälzgetriebe – bisher allerdings ohne bleibenden Erfolg – erprobt. Die Entwicklung neuer synthetischer Öle hat die Arbeiten wieder belebt.

412 Umschlingungsgetriebe

Bänder, Riemen oder Ketten klemmen sich zwischen konische Scheiben, deren Abstand einstellbar ist. Vorteil: Große ruhende Kraftübertragungszone. Nachteil: Baugröße.

412.1 Keilriemengetriebe

Bei PKW von Volvo (DAF) verwirklicht, Bild 4a. Die Übertragungselemente sind Gummikeilriemen. Die Verstellung der Reibscheiben erfolgt automatisch durch Zusammenwirken von Riemenzug, Fliehkraft und Unterdruck (Bild 4b). Zur Zeit werden bis etwa 26 kW (35 PS) pro Riemen übertragen.

Vorteile: Laufruhe, hoher Wirkungsgrad.
Nachteile: Baugröße, begrenzte Leistung.

Die Lebensdauer der Riemen ist bei gegebener Leistung von der Erwärmung durch Walkarbeit im Riemen, d. h. von Drehzahl, Durch-

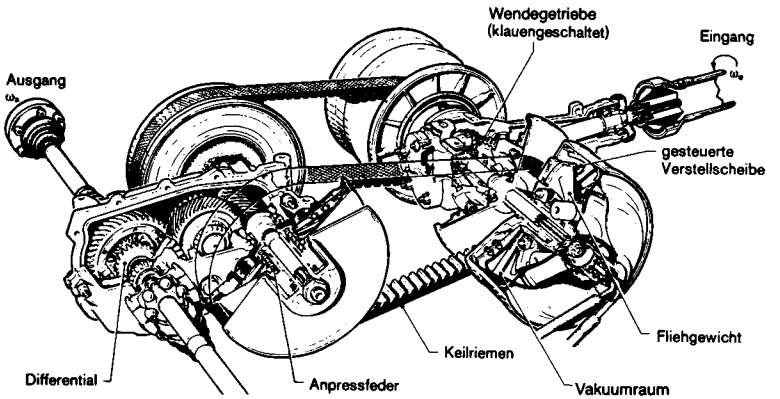


Bild 4a) Umschlingungsgetriebe mit Zahnkeilriemen, Volvo (DAF)

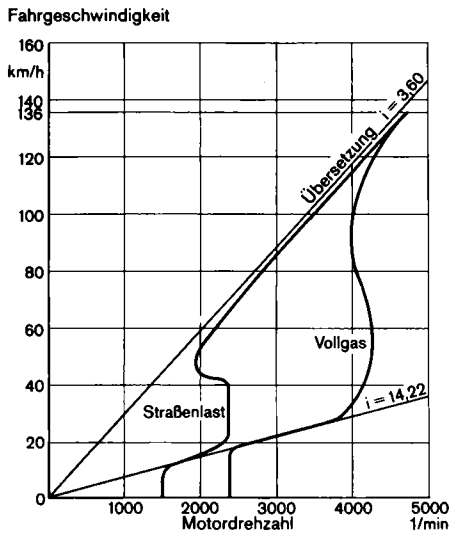


Bild 4b) Verstelldiagramm des Getriebes nach Bild 4a, stufenlose Verstellung zwischen i = 14,22 und i = 3,60

messer und Achsabstand der Scheiben abhängig. In Zahnkeilriemen ist die Walkarbeit verringert. Der Traktionskoeffizient liegt zwischen 0,8 und 1,0.

412.2 Stahlgliederkettengetriebe

Stahlgliederketten (z. B. Reimers, Bild 4c) laufen unter Öl. Traktionskoeffizient liegt zwischen 0,04 und 0,06. (Das mögliche Produkt aus Anpreßkraft und Traktionskoeffizient ist trotzdem größer als bei Gummi gegen Stahl trocken). Verschiedene Kettenbauarten, Kette mit Blechgliedern klemmt nur noch an den Wiegegelenken (Bild 4d).

Vorteile: Relativ hohe Leistung, hoher Wirkungsgrad.
Nachteile: Hohe Anpreßkräfte, großer Achsabstand, hohes Gewicht.

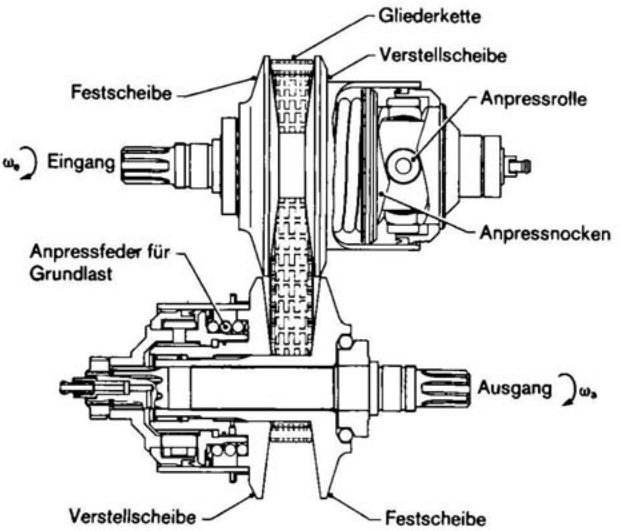


Bild 4c) Einstrang-Kettenwandler, P. I. V. Antrieb, Werner Reimers KG

Bild 4d) Sonderform einer Stahlkette: Wiegestückkette für Kettenwandler, P. I. V. Antrieb, Werner Reimers KG

42 Elektrische Getriebe

Bei elektrischen Getrieben wird die mechanische Energie im Generator in elektrische Energie transformiert, dann im E-Motor wieder in mechanische Energie zurückgeformt. Früher z. T. in Omnibussen, heute bei elektrischen Lokomotiven und neuerdings auch Versuchsgetriebe in LKW.

Beim Entwurf ist Umdenken nötig, da die elektrische Energie nicht beliebig aus dem Netz entnommen werden kann. Die Leistungen des Verbrennungsmotors, des Generators und des elektrischen Fahrmotors müssen in jedem Augenblick aufeinander abgestimmt sein. Für E-Motor und E-Generator gilt (I ist hier die Stromstärke):

$$M \sim I \cdot \varnothing,$$

daher ist die Wandlung

$$\mu = -\frac{M_a}{M_e} = -\frac{(I \cdot \varnothing)_a}{(I \cdot \varnothing)_e}.$$

Verlustfrei ist dann

$$\mu_{(\eta = 1)} = \frac{\varnothing_a}{\varnothing_e}.$$

Der Induktionsfluß $\varnothing$ kann nur bis zur Sättigung des Eisens vergrößert werden. Hohe Drehmomente bedingen daher hohe Ströme mit entsprechenden Verlusten $\approx (I^2 \cdot R)$ und Wärmeentwicklung.

421 Gegenkompound-Generator und Reihenschlußmotor

Als Fahrmotor eignet sich ein Reihenschluß-Motor, da bei ihm der Strom I, und folglich auch das Drehmoment, mit fallender Drehzahl steigen.

Der Verbrennungsmotor soll an dem vom Fahrer eingestellten Betriebspunkt arbeiten können. Dafür ist ein Generator im Nebenschluß oder mit Fremderregung geeignet. Wenn seine Momentaufnahme

$$M_e \sim I \cdot \varnothing_e$$

auch bei veränderlichem Strom I konstant sein soll, muß der Induktionsfluß Φ_e bei steigender, vom E-Motor bestimmter Stromstärke I verringert werden. Dafür sind Annäherungen durch Gegenkompoundfeldwicklungen (Bild 5a u. 5b) oder Außensteuerung bei Fremderregung möglich.

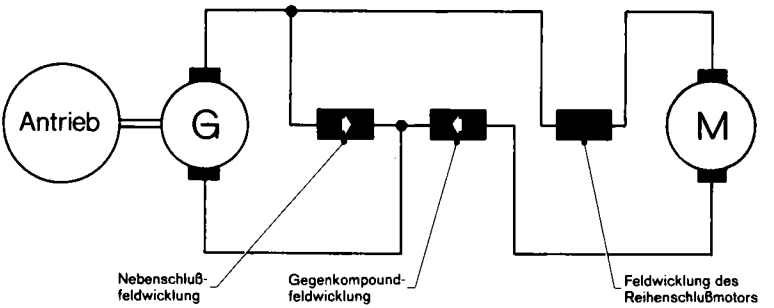


Bild 5a) Elektrisches Getriebe, Generator mit Nebenschluß- und Gegenkompoundfeldwirkung, E-Motor mit Reihenschlußfeldwicklung [15]

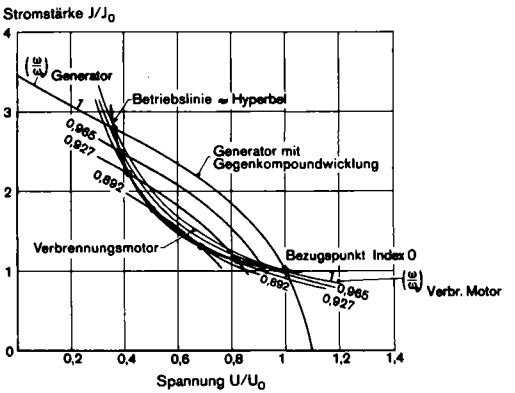


Bild 5b) Betriebslinie eines elektrischen Getriebes mit Gegenkompound-Generator [15]

422 Drehstromgenerator und Synchronmotore

Die Möglichkeiten moderner Leistungselektronik erlauben elektrische Getriebe großer Anpassungsfähigkeit (Bild 5c). Im Beispiel treibt der Verbrennungsmotor $\left(105\,\text{kW bei } 3.500\,\frac{1}{\text{min}}\right)$ über einen Hochtrieb (i = 0,23) einen schleifringlosen, flüssigkeitsgekühlten Generator (28 Pole, Frequenz 3.500 Hz bei $15.000\,\frac{1}{\text{min}}$). Verbrennungsmotor und Generator einerseits, Umformer und Radmotoren andererseits bilden Regelkreise (Bild 5d), durch die die Motorbetriebslinie etwa nach günstigstem Kraftstoffverbrauch festgelegt wird (Bild 5e).

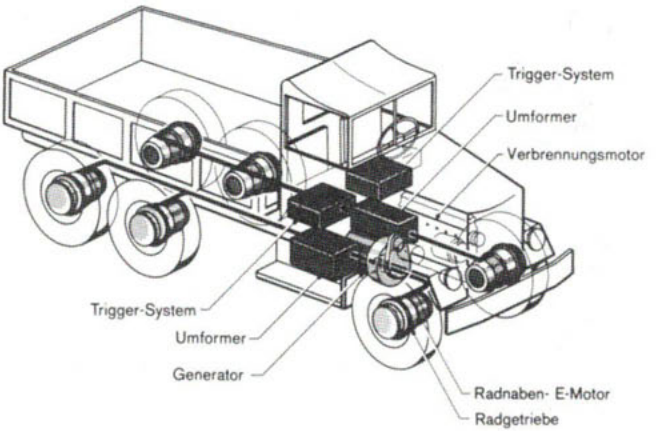


Bild 5c) Lastwagen mit elektrischem Getriebe, Radnabenmotor, Allrad-Antrieb [16]

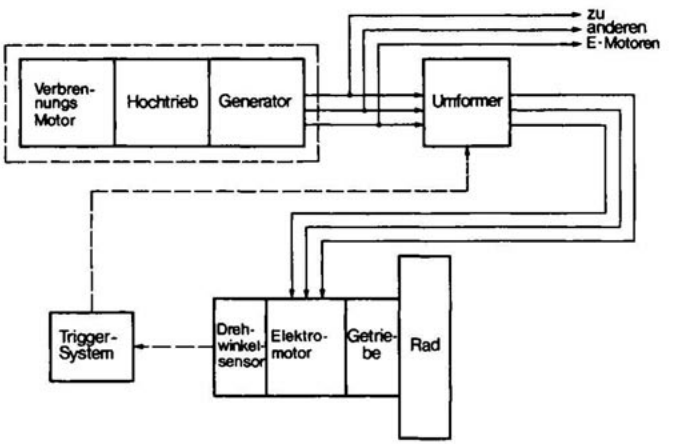


Bild 5d) Blockdiagramm des elektrischen Antriebssystems nach Bild 5c) [16]

Der Drehstrom des Generators wird in den sechs Leistungswandlern für die sechs Radmotoren (je 18 Tyristoren) durch eine von der Winkellage des Radmotors (Drehwinkelsensor) gesteuerte Elektronik so getriggert, daß jeder Radmotor das seiner Drehzahl zugeordnete höchstmögliche Drehmoment entwickelt.

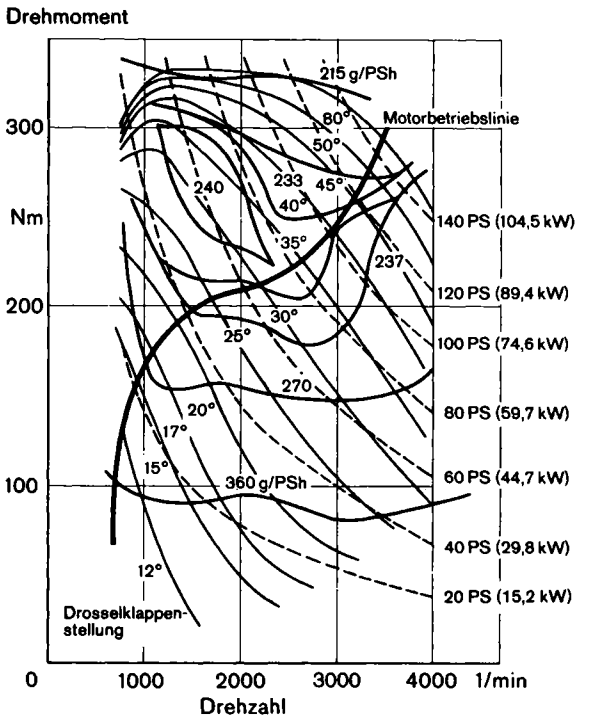


Bild 5e) Kennfeld des Verbrennungsmotors mit Betriebslinie für elektrisches Getriebe nach Bild 5c) [16]

Die sechs Radmotoren sind flüssigkeitsgekühlte Synchronmotoren $\left(\text{je } 15\,\text{kW bei } n = 1.000-16.000\,\frac{1}{\text{min}}\text{, Drehzahlbereich } 0-17.000\,\frac{1}{\text{min}}\text{, Frequenz } 850\,\text{Hz bei } 17.000\,\frac{1}{\text{min}}\right)$.

Zwischen Radmotor und Rad ist jeweils ein Getriebe mit der Übersetzung i = 34 geschaltet.

Ergebnis: Ein stufenloses Getriebe mit der Gesamtwandlung I = 16 (!), Wirkungsgrad Rad/Verbrennungsmotor in der Bestzone ca. 70%.

43 Hydrostatische Getriebe

Bei hydrostatischen Getrieben (Bild 6a) wird die mechanische Energie in einer Ölpumpe in hydraulische Energie (vor allem Druck) trans-

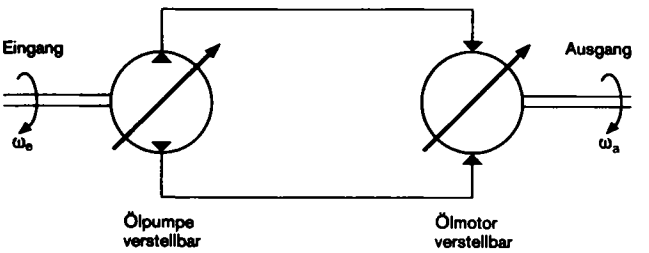


Bild 6a) Hydrostatisches Getriebe mit verstellbarer Ölpumpe und verstellbarem Ölmotor, Symbol

formiert und im Motor in mechanische Energie zurückgeformt: $P = \dot{V} \cdot p$.

Wegen der hohen spezifischen Leistung der Hochdruckhydraulik und der relativ kleinen polaren Trägheitsmomente der rotierenden Teile sind hydrostatische Getriebe für den universellen Einsatz in einem weiten Leistungsbereich geeignet. Die zweifache Umformung der Energie beschränkt auch hier die erreichbaren Wirkungsgrade (im Optimum selten über 80%, in weiten Betriebsbereichen erheblich darunter).

Es gilt:

$$M_e = \frac{p_e \cdot V_e}{2 \cdot \pi}, \; M_a = \frac{p_a \cdot V_a}{2 \cdot \pi}$$

$$\mu = -\frac{M_a}{M_e} = -\frac{(p \cdot V)_a}{(p \cdot V)_e}.$$

Verlustfrei ist:

$$(\mu)_{\eta=1} = \frac{V_a}{V_e}.$$

Nur V_e variabel = Pumpensteuerung
Nur V_a variabel = Motorsteuerung
V_e und V_a variabel = Verbundsteuerung.

Bei Pumpensteuerung ist V_a = konst. und daher die Wandlung μ und der Druck p_e proportional $\frac{1}{V_e}$. Das Maximum des Öldrucks liegt bei kleinstem Hub (bei Axialkolbeneinheiten werden heute 400 bar sicher verwirklicht). Mit abnehmender Wandlung (zunehmendes Hubvolumen) nimmt der Druck ab, das Fördervolumen steigt. Das Gebiet besten Wirkungsgrades liegt bei mittlerem Druck. Der Verstellbereich für konstante Leistung liegt meist nur wenig über 4, weil sonst die Wirkungsgrade zu schlecht werden. Zum Anfahren oder Rückwärts-

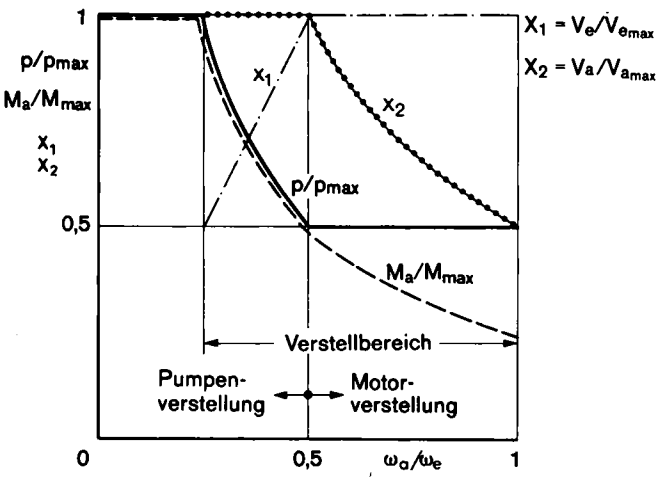


Bild 6b) Hydrostatische Getriebe in Verbundsteuerung, Verlauf von Verstellung X, Druck und Ausgangsmoment über dem Drehzahlverhältnis

fahren kann die Pumpenstellung Null oder negativ sein (Druckbegrenzung).

Bei Motorsteuerung ist V_e = konst. Bei konstantem Eingangsmoment ist auch der Arbeitsdruck p immer konstant. Er kann zum Anfahren nicht erhöht werden. Die Wandlung ist nur groß, wenn das Motorvolumen V_a groß ist; sie nimmt dann proportional mit V_a ab.

Das Gebiet besten Wirkungsgrades liegt bei großem Hubvolumen, der nutzbare Verstellbereich kaum über 3 – 4, weil darüber die Gefahr der Selbsthemmung, insbesondere beim Anfahren, zu groß wird.

Die Verbundsteuerung benutzt Gebiete guten Wirkungsgrades beider Steuerungsarten und erweitert den möglichen Wandlungsbereich (Bild 6b). Im ersten Teil Pumpen-, im zweiten Teil Motorverstellung.

Hydrostatische Maschinen haben zwei Verlustarten:

a) Hydraulisch-mechanische Verluste, hervorgerufen durch alle Einflüsse, die bei der Pumpe den Öldruck kleiner werden lassen als dem Hubvolumen V_e und dem Eingangsmoment M_e entspricht (Reibung, Druckabfall durch Strömungsverluste), bzw. beim Ölmotor alle Einflüsse, die das Ausgangsmoment kleiner werden lassen als dem Hubvolumen V_a und dem Öldruck entspricht, dargestellt durch η_{hm}.

b) Volumetrische Verluste, hervorgerufen durch alle Einflüsse, die den Volumenstrom $\dot{V}$ kleiner werden lassen als der Drehzahl und dem Hubvolumen der Pumpe entspricht bzw. die beim Ölmotor die

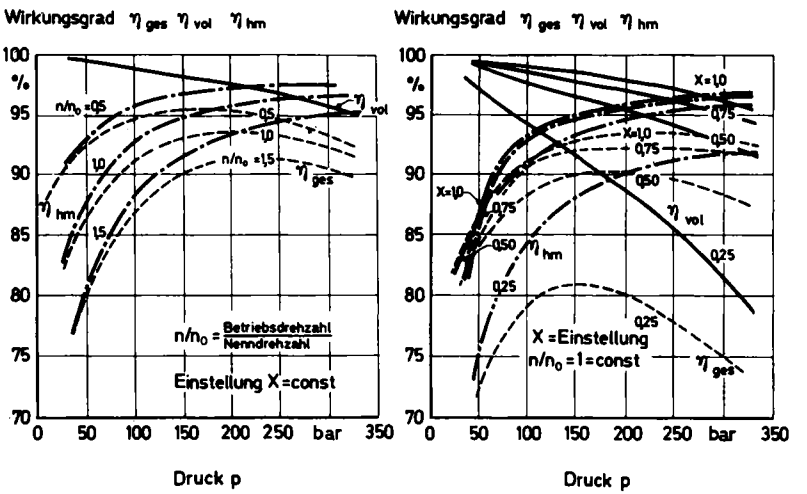


Bild 6c) Wirkungsgrade bei hydrostatischen Getrieben η_{vol} . . volumetrischer Wirkungsgrad η_{hm} . . hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad η_{ges} Gesamtwirkungsgrad

Drehzahl kleiner werden lassen als dem Volumenstrom $\dot{V}$ und dem Hubvolumen des Ölmotors entspricht (Leckagen), dargestellt durch η_{vol}.

Beide Verlustarten, die sich überlagern, haben unterschiedlichen Verlauf, so daß ein deutliches Optimum entsteht (Bild 6c).

Wegen der noch nicht befriedigenden Wirkungsgrade werden heute hydrostatische Getriebe nur in Arbeitsfahrzeugen und Traktoren verwendet.

Ferngetriebe (Ölpumpe und Ölmotor sind voneinander entfernt angeordnet) sind zwar möglich, doch verringern die Strömungsverluste der Leitungen die Wirkungsgrade noch mehr.

In hydrostatischen Getrieben können im Prinzip alle Arten von Verdrängereinheiten Verwendung finden: Zahnrad-, Flügelzellen-, Radialkolben-, Axialkolbenmaschinen.

Ölpumpe und Ölmotor sind meist gleichen Maschinentyps, aber auch Typenmischungen werden verwendet.

Im folgenden sind zwei Beispiele von Fahrzeuggetrieben als typisch ausgewählt. Beide haben Axialkolbenmaschinen.

431 Getriebebeispiele

Hydrostatische Getriebe der Firma Linde (Güldner) (Bild 6d) werden vorwiegend in Transportwagen und Hubstapler eingebaut. Die hydro-

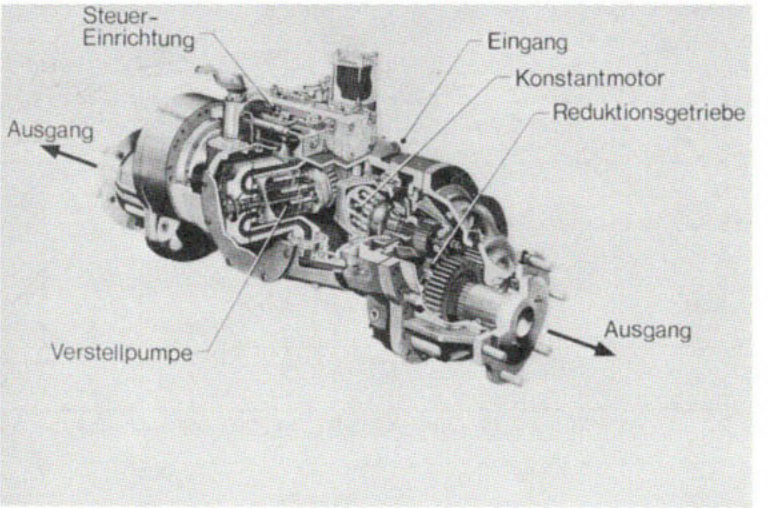
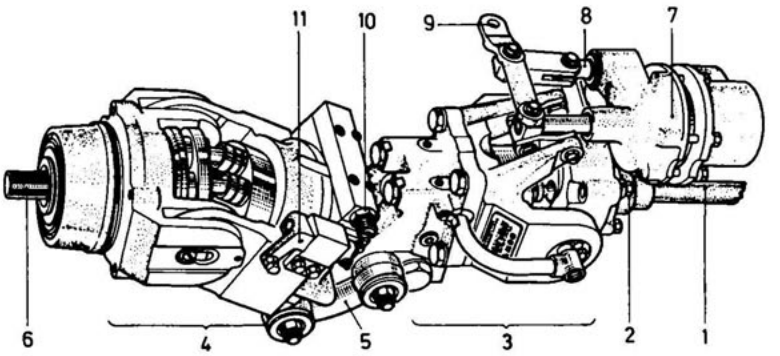


Bild 6d) Hydrostatisches Achsgetriebe, Linde AG/Güldner



1 Eingangswelle, 2 Zahnrad-Speisepumpe für das Hydro-Aggregat und die Servoanlage, 3 Axial-Kolbenpumpe mit beidseitig veränderlichem Schwenkwinkel, 4 Axialkolbenmotor mit einseitig veränderlichem Schwenkwinkel, 5 Koppelglied als hydraulische und mechanische Verbindung von Pumpe und Motor, 6 Ausgangswelle, 7 Verstellzylinder zur Schwenkwinkeleinstellung von Pumpe und Motor, 8 Steuerschieber für Servoanlage, 9 Anschluß für Fahrpedal und Handfahrhebel, 10 Druckbegrenzung (Überlastschutz), 11 Betätigung für Entlastungsventil

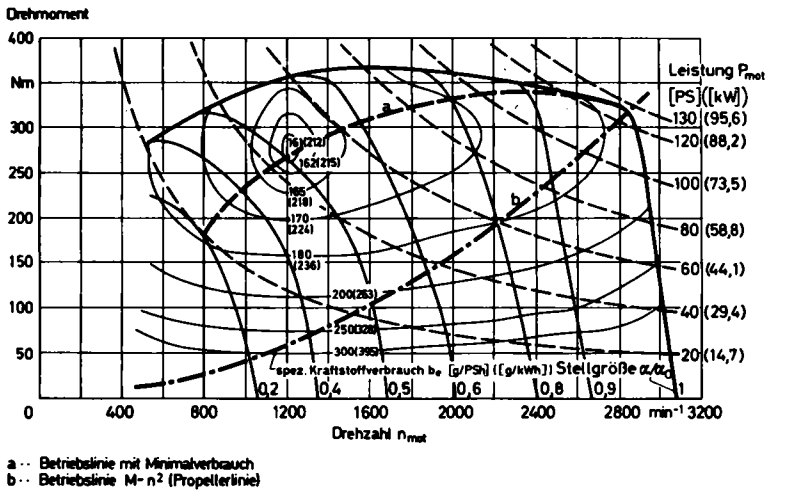
Bild 6e) Hydrostatisches Getriebe, Dowty-Taurodyne [18]

statischen Maschinen sind Axialkolbeneinheiten mit schwenkbarer Zylindertrommel. Um die Ölleitungen kurz zu halten, ist die Ölpumpe (Verstellbereich von Rückwärtsfahrt bis Vorwärtsfahrt) an der Hinterachse zwischen den 2 Hydromotoren, die konstantes Fördervolumen haben, angeordnet. Ersparnis des Differentials, reine Pumpensteuerung. Das Getriebegehäuse ist gleichzeitig Ölbehälter und Teil der Achsbrücke. Zahnradpumpen halten den Niederdruck auf 15 bar und besorgen den Ölumlauf zur Kühlung. Maximaler Arbeitsdruck 250 bar.

Bild 6e zeigt ein hydrostatisches Getriebe der Firma DOWTY in England für Schlepper. Axialkolbenmaschinen mit schwenkbarer Zylindertrommel für Ölpumpe und Ölmotor (Verbundsteuerung). Pumpen verstellbar von Rückwärts nach Vorwärts (−25° bis +25°). Ölmotorverstellung von +25° bis 0°. Um die Leitungen zwischen Ölpumpe und Ölmotor kurz zu halten, sind sie als Koppel mit Gelenken ausgeführt. Dadurch sind die Verstellbewegungen von Ölpumpe und Ölmotor einander kinematisch zugeordnet.

432 Zusammenarbeit Verbrennungsmotor – hydrostatische Getriebe – Fahrzeug

Mit einem stufenlos einstellbaren Wandler kann prinzipiell jede Betriebslinie im Kennfeld des Verbrennungsmotors gefahren werden. In Bild 6f sind z. B. die Betriebslinie bei bestem spezifischen Verbrauch



a ·· Betriebslinie mit Minimalverbrauch
b ·· Betriebslinie M-n^2 (Propellerlinie)

Bild 6f) Kennfeld eines Dieselmotors mit speziellen Betriebslinien

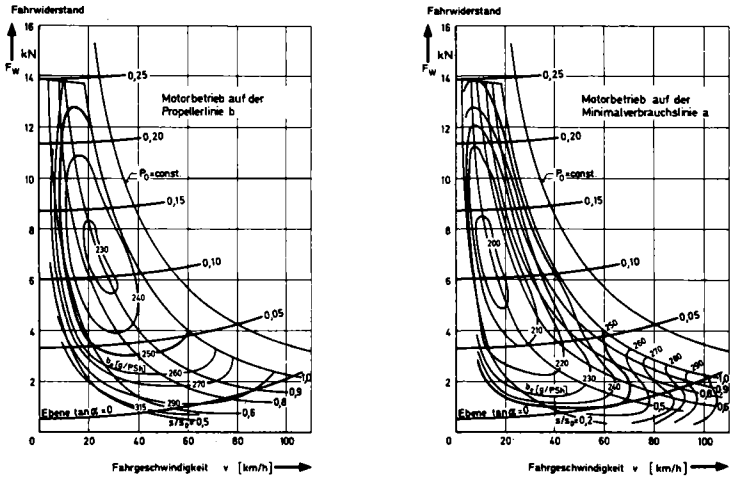


Bild 6g) Fahrkennfeld Verbrennungsmotor – hydrostatisches Getriebe, Verbundsteuerung, b_e spez. Kraftstoffverbrauch bezogen auf Fahrleistung

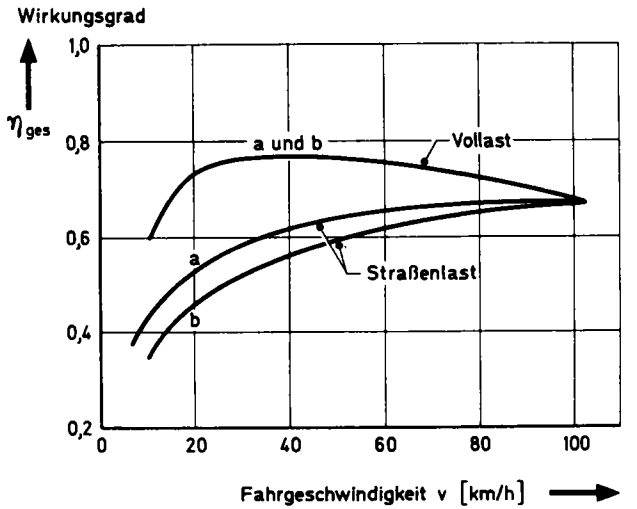


Bild 6h) Gesamtwirkungsgrad für hydrostatisches Getriebe mit Verbundsteuerung, a, b Motorbetriebslinien nach Bild 6f

„a" und die „Propellerlinie" „b" ($M \sim \omega^2$) eingetragen. Diese Betriebslinien legen die Betriebspunkte im Motorkennfeld fest. Wird eine bestimmte Stellung des Motorstellglieds (Gaspedal) vom Fahrer gewählt, so muß die Getriebeübersetzung je nach Fahrgeschwindigkeit so geregelt werden, daß der Motor dort arbeitet, wo die der Stellgröße entsprechende Motormomentenlinie die Betriebslinie schneidet. Alle Verluste sind einzeln zu berücksichtigen. So entstehen aus der Motorbetriebslinie nach Bild 6f die Fahrzeugbetriebsfelder nach Bild 6g.

Im Beispiel ist eine Verbundsteuerung zugrundegelegt. Für die Betriebslinie „a" ist der Verstellbereich auf $I = 13$ erweitert, für die Betriebslinie „b" hat das Getriebe einen Verstellbereich $I = 6{,}5$.

Für Vollast und Straßenlast sind die Wirkungsgrade auf Bild 6h gesondert herausgezeichnet. Die günstigen Werte bei Betrieb auf der Linie „a" sind nur bei stationärer Fahrweise zu verwirklichen.

44 Hydrodynamische Getriebe (Föttinger-Getriebe)

Von allen stufenlosen Wandlern haben die Föttinger-Getriebe in Kraftfahrzeugen die breiteste Anwendung gefunden. Die schon in 24 aufgeführten Vorteile, besonders die hohe spezifische Leistung und die Verschleißfreiheit, sind dafür ausschlaggebend. Strömungsgetriebe sind im allgemeinen selbstregelnd, d. h. die Wandlung stellt sich nach dem Drehzahlverhältnis ν selbst ein. Ihre Charakteristik ist durch die Kreislaufart und die Beschaufelung festgelegt.

Jedes Strömungsgetriebe wird durch zwei Kenngrößen charakterisiert, die vorausberechnet oder durch Versuche bestimmt werden (Bild 7a):

a) *Wandlerleistungszahl*

$$\lambda = f(\nu) \text{ mit } \nu = \frac{\omega_T}{\omega_p}.$$

Durch die Wandlerleistungszahl werden die Leistungsaufnahme P_p oder die Momentaufnahme M_p der Pumpe bestimmt.

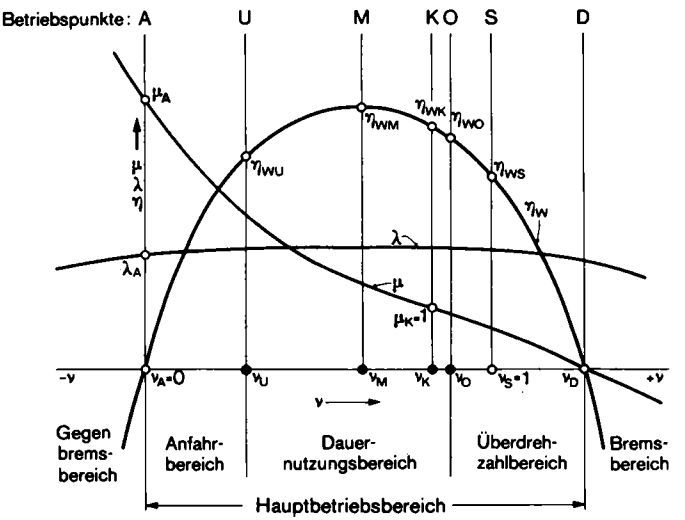
$$P_p = \lambda \cdot \rho_{öl} \cdot \omega_p^3 \cdot D^5$$

$$M_p = \lambda \cdot \rho_{öl} \cdot \omega_p^2 \cdot D^5.$$

Der Verlauf von λ über ν bestimmt die Zusammenarbeit von Motor und Getriebe.

b) *Wandlung*

$$\mu = -\frac{M_T}{M_p} = f(\nu).$$



Ausgeprägte Betriebspunkte:

Benennungen	Index	Kennzeichnung
Anfahrpunkt (Festbremspunkt)	A	Turbine steht still, Anfahrwandlung μ_A
Optimalpunkt	M	Konstruktionspunkt, meist Maximum des Wirkungsgrades
Kupplungspunkt (Punkt der Momentengleichheit)	K	Wandler arbeitet als Kupplung, weil Reaktionsmoment zu Null wird
Synchronpunkt	S	Pumpe und Turbine laufen synchron
Durchgangspunkt	D	Turbine unbelastet; Pumpe nimmt weiterhin Drehmoment auf.
Unterer Betriebspunkt	U	Dauerbetriebspunkt bei niedrigstem zulässigen Drehzahlverhältnis ν_U bei Vollast, festgelegt z. B. im Hinblick auf Wirtschaftlichkeit bzw. auf Kühlerauslegung
Oberer Betriebspunkt	O	Dauerbetriebspunkt bei höchstem zulässigen Drehzahlverhältnis ν_O bei Vollast, festgelegt z. B. im Hinblick auf Wirtschaftlichkeit, Kühlungsverhältnisse oder Grenzdrehzahl der Turbine

Bild 7a) Dimensionslose Kenngrößen, Betriebspunkte und Betriebsbereiche von hydrodynamischen Wandlern [10]

Die Wandlung μ hat ein Maximum bei stehender Turbine ($\nu_A = 0$: „Festbremspunkt") und fällt mehr oder minder geradlinig bis zum Punkt der „Durchgangsdrehzahl" ν_D (Turbine unbelastet).

Ist das Pumpenmoment M_P aus der Zusammenarbeit Motor und Wandler bekannt, so ist durch die Wandlung $\mu = f(\nu)$ auch das Turbinenmoment über der Turbinendrehzahl bestimmt.

Der Wandlerwirkungsgrad ergibt sich zu

$$\eta_w = -\frac{P_T}{P_P} = -\frac{M_T}{M_P} \cdot \frac{\omega_T}{\omega_P} = \mu \cdot \nu.$$

Der Getriebewirkungsgrad berücksichtigt zusätzliche Verluste für Zahnradhochtrieb, Füll- und Umwälzpumpen usw.

$$\eta_{getr} = \eta_w \cdot \eta_{mech}.$$

Die Berechnung der Strömungsgetriebe geschieht im allgemeinen eindimensional. Verlustquellen sind vor allem Reibung (zwischen Strömung und Kanalwänden) und Eintrittsstoß (wenn Strömungs- und Schaufelrichtung nicht übereinstimmen). Im Gegensatz zu anderen Strömungsmaschinen können Verluste durch Umwandlung von Geschwindigkeit in Druck und umgekehrt weitgehend vermieden werden.

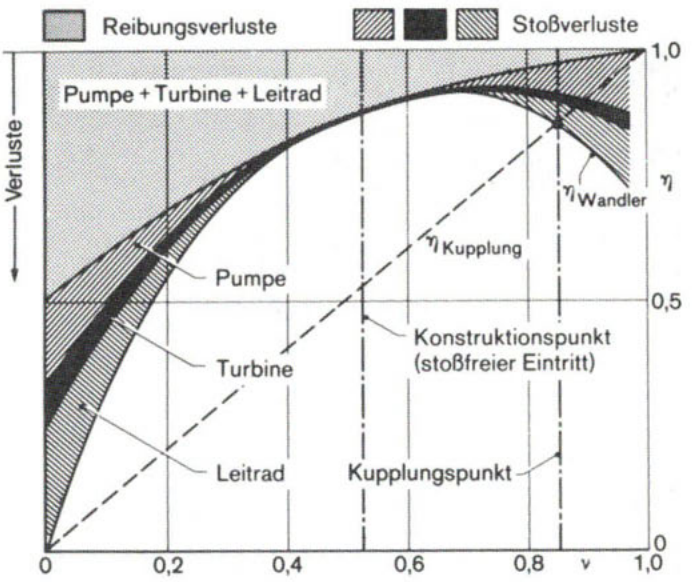


Bild 7b) Aufteilung der Verluste bei hydrodynamischen Wandlern mit Zentripetalturbine

Bild 7b zeigt die Aufteilung der Reibungs- und Stoßverluste in Abhängigkeit vom Drehzahlverhältnis ν für einen Wandler mit zentripetal durchströmter Turbine.

Die Betriebsbereiche eines Strömungsgetriebes und die dazugehörigen Bezeichnungen waren auf Bild 7a eingetragen.

Im Anfahrbereich $0 \leqq \nu \leqq \nu_U$ steigt der Wirkungsgrad schnell vom Ausgangswert Null.

Der Dauernutzungsbereich liegt bei Straßenfahrzeugen bei hohen Drehzahlverhältnissen. Daher ist der Abfall des Wirkungsgrades rechts vom Maximum unerwünscht und nur bis zu einer von der Kühlung und der Wirtschaftlichkeit her gegebenen Grenze ($\eta_W > 0{,}8$) zulässig.

Wegen der Bedeutung der Föttinger-Getriebe für die Fahrzeuggetriebe seien die wichtigsten Bauformen genannt.

441 Wandler mit Zentrifugal-Turbine

Dieser Typ (Bild 7c) hat eine große Anpassungsfähigkeit. Anfahrwandlung μ_A bis 7. Wandlerleistungszahl λ – je nach Beschaufelung – konstant, fallend oder steigend. Auslegungspunkt $0{,}6 \leqq \nu_M \leqq 1{,}4$. Maximaler Wirkungsgrad, je nach maximaler Wandlung: 0,8–0,86.

Da das Gehäuse feststeht, kann diese Wandlerbauart auch leicht gefüllt und entleert werden. Davon wurde schon beim ersten „Föttinger-Transformator" Gebrauch gemacht, bei dem für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt je ein Kreislauf vorgesehen war. Eine solche Anordnung ist bei Rangierloks auch heute wieder interessant.

Die gleiche Wandlertype kann auch mehrstufig ausgeführt werden. Stufenzahl = Zahl der Turbinenschaufelkränze, die – in Strömungsrichtung – durch Leitschaufelkränze getrennt sind.

Bild 7d zeigt einen dreistufigen Kreislauf. Wenn sich vor dem Pumpenrad ein Turbinenrad befindet, dann fällt die Wandlerleistungszahl λ mit steigendem Drehzahlverhältnis ν besonders stark ab. Mehrstufigkeit wird wegen des Bauaufwands immer weniger benutzt.

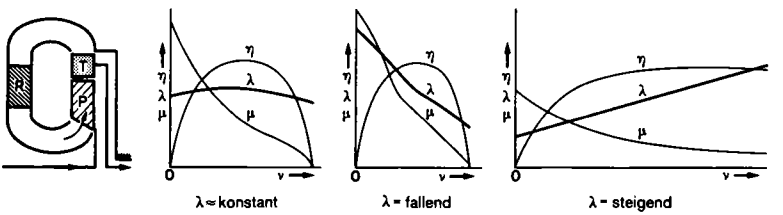


Bild 7c) Kennlinien von einstufigen Wandlern mit Zentrifugalturbine [10] P Pumpe, T Turbine, R Leitrad, ν Drehzahlverhältnis, μ Wandlung, η Wirkungsgrad, λ Leistungszahl.

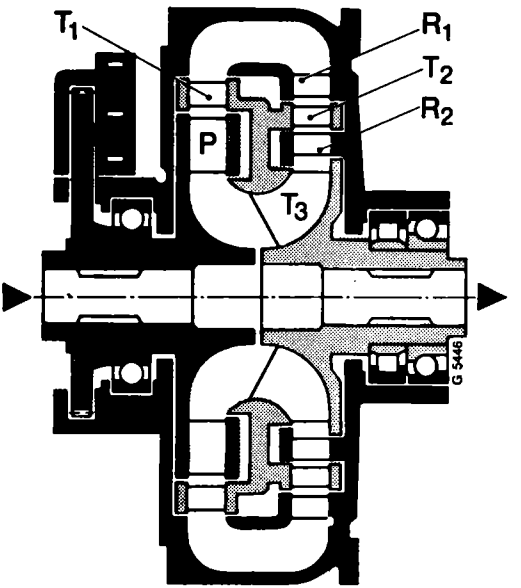


Bild 7d) Dreistufiger Wandler [6]
P Pumpe, T_1 1. Turbine, R_1 1. Leitrad, T_2 2. Turbine, R_2 2. Leitrad, T_3 3. Turbine

442 Wandler mit Zentripetal-Turbine

Bei diesem Typ (Bild 7e) fällt die Wandlerleistungszahl λ gegen Null, wenn das Drehzahlverhältnis ν sich dem Wert 1 nähert. Die Anfahr-

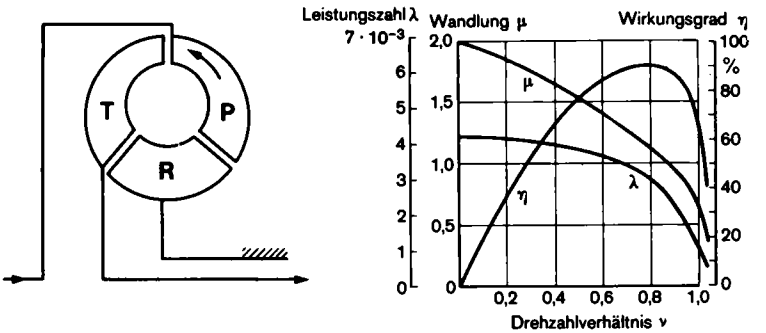


Bild 7e) Wandler mit zentripetal durchströmter Turbine, Bezeichnung wie Bild 7c

wandlung liegt meist bei $2 \leqq \mu_A \leqq 4$. Ein Betrieb bei Werten $v > 1$ ist bei symmetrischem Aufbau nicht möglich.

Das Wirkungsgradmaximum ist um so größer, je niedriger die Festbremswandlung; bei $\mu_A = 2$ werden über 90% erreicht.

Bei der symmetrischen kreisähnlichen Bauform liegt das Leitrad axialdurchströmt in Achsennähe. Das Bauvolumen wird optimal ausgenutzt; λ ist hoch.

443 Mehrphasen-Wandler

Der symmetrische Zweiphasen-Wandler (Bild 7f) wird jährlich in vielen Millionen Stück in automatische Kraftfahrzeuggetriebe eingebaut. Bei ihm stützt sich das Leitrad nicht direkt, sondern über einen Freilauf an der gehäusefesten Leitradnabe nur dann ab, wenn das Turbinenmoment größer ist als das Pumpenmoment: 1. Betriebsphase.

Will das Turbinenmoment kleiner werden als das der Pumpe – dann wäre ein negatives Stützmoment am Leitrad nötig – so löst sich das Leitrad vom Freilauf und rotiert mit. Das Strömungsgetriebe ist zur Strömungskupplung geworden: 2. Betriebsphase.

Im Kupplungsbereich bleibt die Wandlung konstant bei $\mu_K = 1$, d. h. Turbinenmoment = Pumpenmoment, der Wirkungsgrad steigt mit v. Die erreichbaren hohen Kupplungswirkungsgrade (über 98%) haben die weite Verbreitung dieses Wandlertyps begünstigt.

Da eine hohe Anfahrwandlung ($\mu_A \to 4$) ein Leitrad mit stark umlenkenden Schaufeln erfordert, wird das Leitrad bisweilen zweigeteilt. Jedes Teilrad hat einen gesonderten Freilauf und löst sich immer dann, wenn sein Stützmoment Null wird, Dreiphasen-Wandler (Bild 7g).

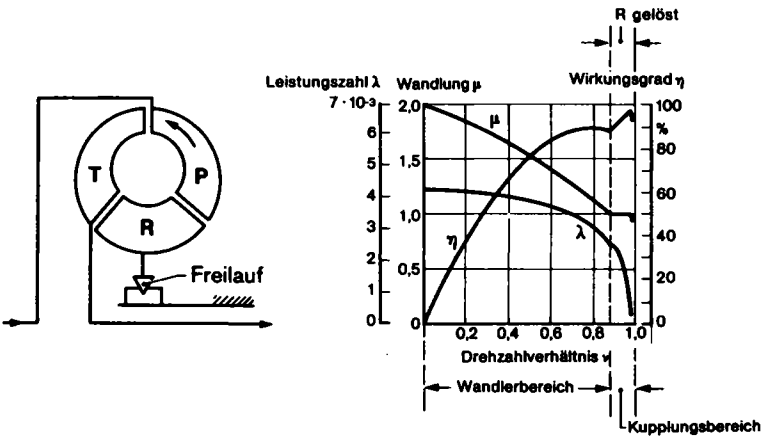


Bild 7f) Einstufiger Zweiphasen-Wandler, Bezeichnung wie Bild 7c

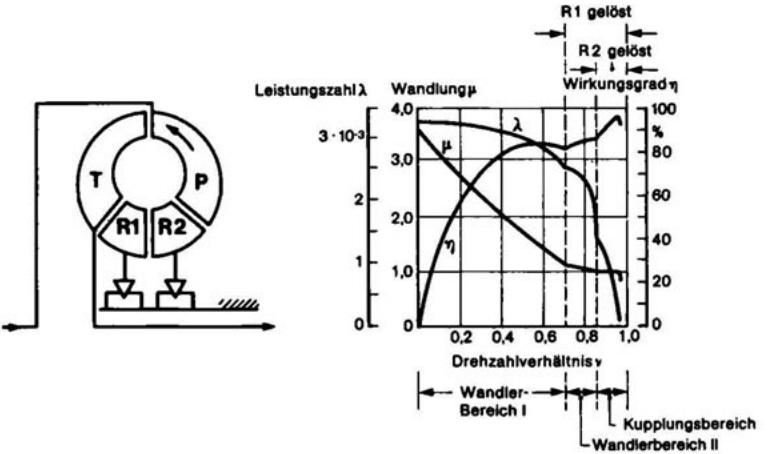


Bild 7g) Einstufiger Dreiphasen-Wandler mit zweigeteiltem Leitrad, Bezeichnung wie Bild 7c und R_1 1. Leitrad, R_2 2. Leitrad

444 Stellwandler

Zur Beeinflussung der Kennlinien eines Strömungswandlers von außen sind Bauformen mit verstellbaren Schaufeln entwickelt worden (Bild 7h). Wegen der relativen Einfachheit hat sich nur die Leitradverstellung durchgesetzt. Die Wandlung μ und der Wirkungsgrad η können zwar nur geringfügig verbessert werden, die Wandlerleistungszahl λ dagegen wird in weiten Grenzen beeinflußbar. Stellwandler gewinnen ihre Bedeutung auf Anwendungsgebieten, bei denen die Kraftmaschinen nicht ausreichend regelbar sind (z. B. Asynchronmotor).

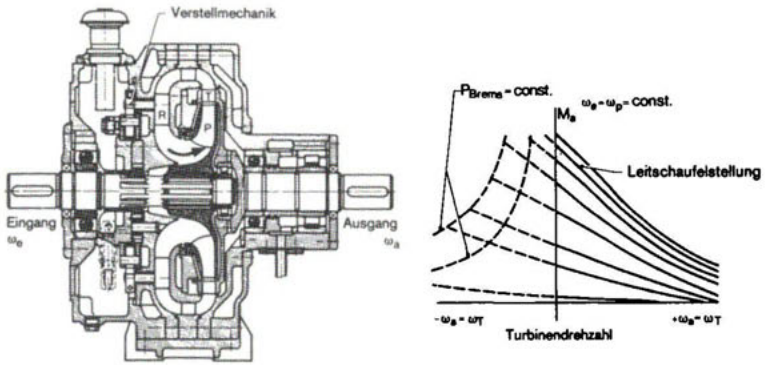


Bild 7h) Stellwandler mit Leitschaufelverstellung, VOITH [21]

445 Zusammenarbeit Verbrennungsmotor – hydrodynamische Getriebe

Das Zusammenwirken von Motor und Getriebe legt die Motorbetriebspunkte und damit auch die Motorleistung fest. Motorenart und Einsatzzweck müssen berücksichtigt werden.

Ist die spezifische Leistung des Fahrzeugs klein und der Motor relativ unelastisch, so soll das Getriebe einen festen Betriebspunkt des Motors, z. B. maximale Leistung, bei allen Fahrgeschwindigkeiten zulassen; es kann dann nur im Wandlungsbereich arbeiten; Beispiel: Dieselhydraulische Lok, spezifische Leistung 1–12 W/kg, benutzt Wandler mit Zentrifugalturbine $\lambda \approx$ konst, meist mehrere füll- und entleerbare Kreisläufe zusammengebaut.

Bei höherer spezifischer Leistung des Fahrzeugs und elastischem Motor wird der Wandler mehr und mehr zur Anfahrhilfe, während der längste Teil der Betriebszeit im Kupplungsbereich, bei sich laufend änderndem Motorbetriebspunkt, gefahren wird. Biespiel: PKW, spezifische Leistung 30–100 W/kg, dort werden Zweiphasen-Wandler mit Zentripetalturbine, λ fallend, eingesetzt.

Die Anpassung eines Wandlers an einen Motor geschieht durch Auswahl des Durchmessers D und/oder durch Auswahl der Übersetzung i eines Zahnradhochtriebs vor der Wandlerpumpe (Bild 7i).

$$M_m = \lambda \cdot \rho_{öl} \cdot D^5 \cdot \frac{\omega^2_m}{i^3}$$

$$i = \frac{\omega_m}{\omega_p}.$$

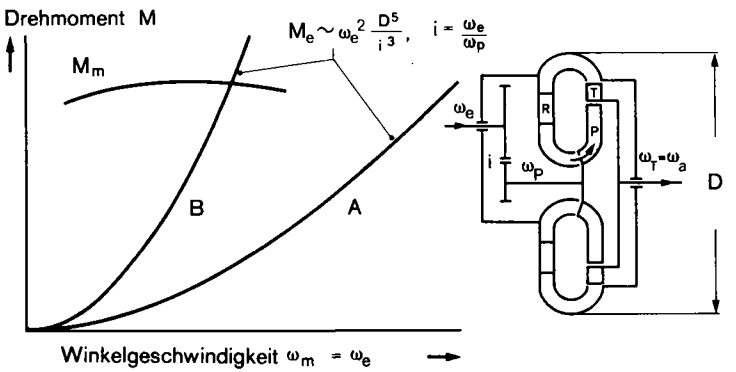


Bild 7i) Anpassung eines Wandlers an den Motor durch Eingangsübersetzung i oder Durchmesser D [10] $(D^5/i^3)_A : (D^5/i^3)_B = 1:4$

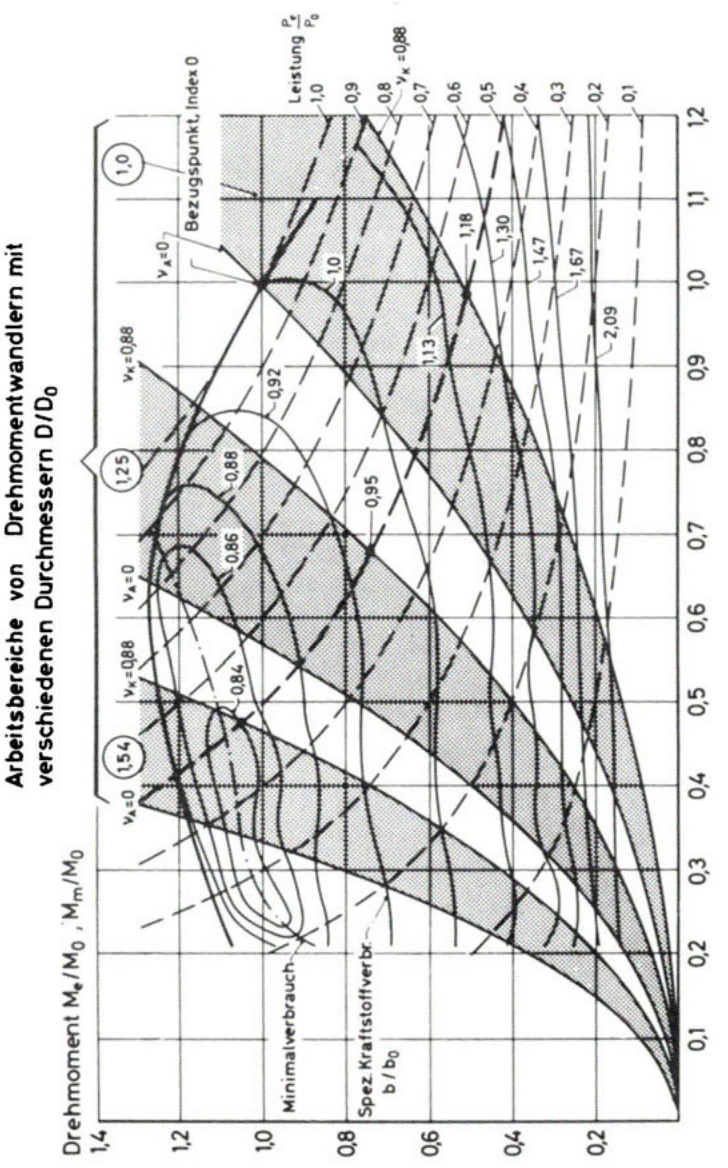


Bild 7j) Drehmomentwandler mit verschiedenen Kreislaufdurchmessern im Motorkennfeld

Bei den Bildern 7j bis 7l sind Zweiphasen-Wandler mit einem elastischen Motor kombiniert. Ihre Anpassungsparameter $\frac{D^5}{i_3}$ verhalten sich wie 1:3:9 oder, bei i = 1, ihre Durchmesser wie 1:1,25:1,54.

Da bei dieser Wandlertype die Leistungszahl λ mit zunehmendem Drehzahlverhältnis ν fällt, gibt es nicht nur eine Betriebslinie, sondern ein schmales Betriebsfeld, das links durch die Anfahrparabel ($\nu_A = 0$) und rechts durch die Kupplungsparabel ($\nu = \nu_K$) begrenzt ist. Das Motorkennfeld links vom „Wandlersektor" wird stationär nicht benutzt, das Feld rechts davon ist das „Kupplungsgebiet". Die unterschiedlichen Wandlerabmessungen bestimmen nun den Teil des Motorkennfelds, der vom Wandler benutzt wird. Die Lage des Wandlers im Motorkennfeld bestimmt nicht nur den Wirkungsgrad, mit dem eine bestimmte Motorleistung verarbeitet wird, sondern beeinflußt auch den spezifischen Kraftstoffverbrauch b, mit dem der Motor diese Leistung produziert. Z. B. wird die Leistung

$\frac{P_e}{P_0} = 0{,}5$ (mit der max. Leistung normiert) an der Kupplungsparabel

beim Wandler „1" mit $\frac{b}{b_0} = 1{,}18$,

beim Wandler „1,25" mit $\frac{b}{b_0} = 0{,}95$,

beim Wandler „1,54" mit $\frac{b}{b_0} = 0{,}84$ erzeugt.

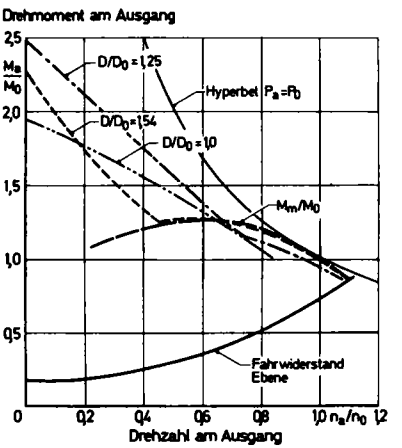


Bild 7k) Drehmoment am Ausgang von hydrodynamischen Wandlern verschiedener Größe nach Bild 7 j

Das Ausgangsmoment, das sich bei den unterschiedlichen Auslegungen ergibt, ist als Funktion der Ausgangsdrehzahl im „Sekundärfeld" (Bild 7k), gezeigt.

Der Wandler „1" war so gewählt, daß die Festbremsparabel durch den Punkt maximaler Motorleistung geht. Da das Drehmoment des Motors bei Maximalleistung kleiner ist als das maximale Motormoment und immer nur das jeweilige Motordrehmoment gewandelt werden kann, ist die „Fahrleistung" von Wandler „1" nicht gut.

Am günstigsten ist hier der Wandler „1,25", der im Festbremspunkt das höchste Motormoment wandelt (Bild 7j). Der Wandler „1,54" ist dem gegenüber wieder schlechter, ermöglicht aber einen sehr weiten Kupplungsbereich, d. h. einen großen Bereich mit hohem Wirkungsgrad. Nach Bild 7k müßte die Wahl eigentlich auf Wandler „1,25" fallen. Allerdings zeigt der Vergleich mit der idealen Zugkrafthyperbel (P_0 = konstant), daß auch sein Turbinenmoment (Fahrleistung) nicht voll befriedigt.

Ein Vergleich der Verlustleistungen (Bild 7l) verschiebt das Bild. Hier ist der Wandler „1" besonders schlecht. Am Festbremspunkt wird die maximale Motorleistung voll vernichtet. Wandler „1,25" ist schon besser, besonders günstig aber ist Wandler „1,54". Bei ihm ist die Verlustleistung im Festbremspunkt nur 0,4 und im Wandlungs- und Kupplungsbereich allgemein sehr niedrig. Da die Fahrleistung auch beim Wandler „1,25" nicht voll befriedigt, und deshalb ergänzt

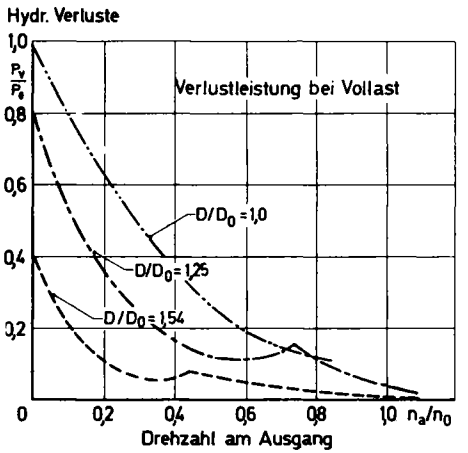


Bild 7l) Verlustleistung von hydrodynamischen Wandlern verschiedener Größe nach Bild 7j

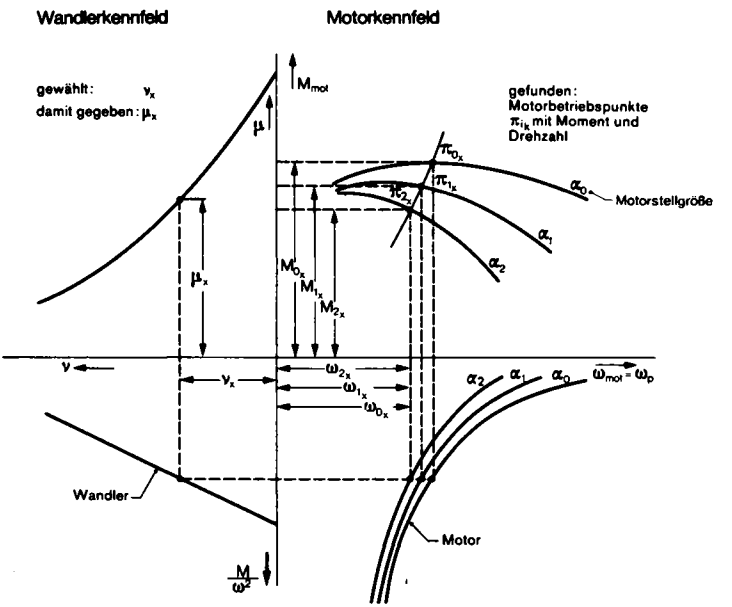


Bild 7m) Nomogramm für die Bestimmung der Zusammenarbeit Motor – hydrodynamischer Wandler

werden muß, wird für Kraftfahrzeuggetriebe oft eine Auslegung etwa nach Wandler „1,54" gewählt. Das heißt: Im Wandlungsbereich wird nur mit kleiner Motorleistung gefahren und damit die Verlustleistung klein gehalten, sonst aber vorzugsweise der Kupplungsbereich mit seinen guten Wirkungsgraden benutzt.

Die Betriebspunkte eines gegebenen Wandlers können mit Hilfe eines Nomogramms (Bild 7m) in ein Motorkennfeld übertragen werden. Gemeinsame Hilfsgröße für Wandler und Motor ist der Quotient Drehmoment durch Quadrat der Winkelgeschwindigkeit

beim Wandler

$$\frac{M_p}{\omega_p{}^2} = \rho_{öl} \cdot \lambda \cdot D^5 = f(\nu)$$

beim Verbrennungsmotor aus den Kennlinien

$$\frac{M_m}{\omega_m{}^2} = f(\omega_m, \alpha).$$

5 Leistungsverzweigung

Getriebe mit Leistungsverzweigung bieten die Möglichkeit, entweder den Getriebewirkungsgrad zu verbessern oder den Getriebewandlungsbereich zu erweitern. Je nach Anordnung wird unterschieden:

51 Innere Verzweigung

Bei der inneren Verzweigung wird die Eingangsleistung zunächst dem Wandler zugeführt und im Wandler auf mehrere Ausgangswellen verteilt. Die Zusammenführung kann innerhalb des Getriebes oder erst über die Antriebsräder des Wagens erfolgen.

511 Hydrostatische Getriebe mit innerer Verzweigung

Z. B. das in Abschnitt 431 erwähnte Linde (Güldner)-Getriebe nach Bild 6d. Da für beide Ölmotoren der Öldruck, d.h. das Drehmoment, gleich ist, sind die Leistungsanteile der jeweiligen Drehzahl der Räder proportional.

512 Hydrodynamische Getriebe mit innerer Verzweigung

Bild 8a zeigt als Beispiel das Hydropowershift-Getriebe von Allison. Der Wandler besitzt zwei Turbinenräder, deren Leistungen über zwei Wellen mit unterschiedlichen Übersetzungen auf die Ausgangswelle geführt werden. Dadurch starke Momentensteigerung im Anfahrgebiet, Bild 8b. Das Drehmoment der ersten Turbine fällt mit steigender Ausgangsdrehzahl schnell ab. Wenn es Null ist, löst sich dieser Zweig von der Ausgangswelle (Freilauf). Es handelt sich hier also gleichzeitig auch um einen Zweiphasen-Wandler (443).

Ein anderes Prinzip der inneren Verzweigung benutzt das SRM-Getriebe, Bild 8c. Hier kann in einem ersten Bereich das Leitrad rückwärts drehen, so daß auch über dieses Schaufelrad Leistung aus dem Strömungskreislauf nach außen geführt wird. In einem anschließenden Umkehrgetriebe wird die Drehrichtung geändert und gleichzeitig die Wandlung verstärkt. Dadurch hat dieses Getriebeprinzip eine besonders hohe Anfahrwandlung, $\mu_A = 9$. In einem zweiten Arbeitsbereich wird dann das Leitrad festgehalten und in einem dritten Bereich der Wandler überbrückt.

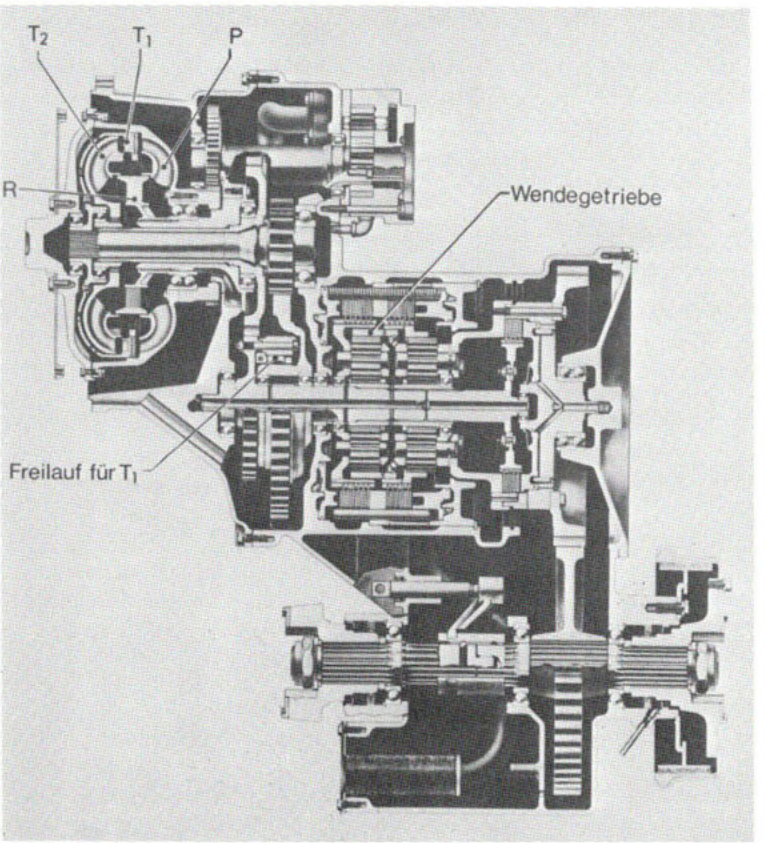


Bild 8a) Hydrodynamisches Getriebe mit innerer Verzweigung, Allison Torqmatic-Getriebe P Pumpe, T_1 1. Turbine, T_2 2. Turbine, R Leitrad

52 Äußere Verzweigung

In einer äußeren Leistungsverzweigung wird die Leistung der Eingangswelle mechanisch auf mehrere Wellen verteilt und erst an der Ausgangswelle wieder vereinigt. Die Leistungen in den einzelnen Zweigen unterscheiden sich damit von der Eingangsleistung. Ein Wandler verarbeitet nur den Leistungsanteil, der in seinem Zweig fließt. Das kann weniger oder mehr als die Eingangsleistung sein.

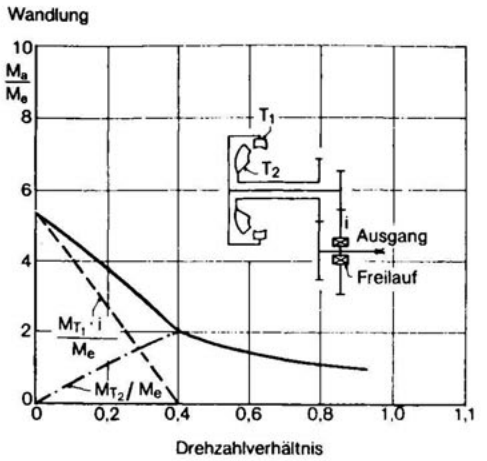


Bild 8b) Kennlinie des Allison Torqmatic-Getriebes nach Bild 8a

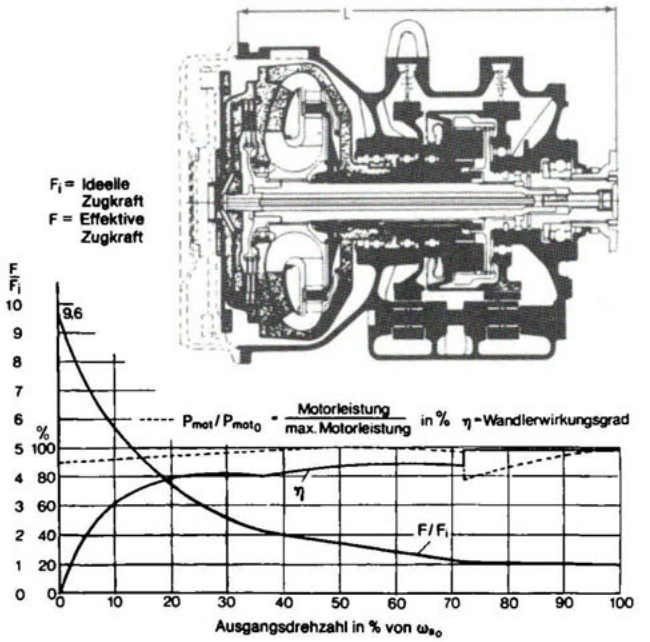
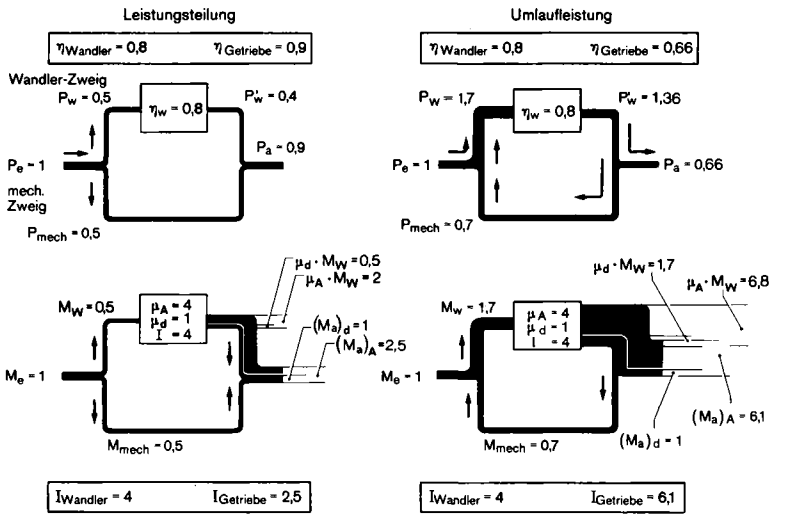


Bild 8c) SRM Getriebe, Modell DS, Längsschnitt und Kennlinie



P_e Eingangsleistung
P_w Leistung im Wandlerzweig
P_{mech} Leistung im mechanischen Zweig
P_a Ausgangsleistung
$\eta_{getr} = \frac{P_a}{P_e}$ Getriebewirkungsgrad
M_e Eingangsmoment
M_w Momente im Wandlerzweig
M_{mech} Momente im mechanischen Zweig
M_a Ausgangsmoment
μ_A größte Wandlung im Wandler
μ_d kleinste Wandlung im Wandler
I Wandler $= \mu_A/\mu_d$
I Getriebe $= (Ma)_A/(Ma)d$

Bild 8d) Äußere Verzweigung: Leistungsteilung und Umlaufleistung, schematisch

521 Leistungsteilung

Bei Leistungsteilung führt der Wandlerzweig nur einen Teil der Eingangsleistung; der Rest wird mechanisch übertragen.

Ergebnis: Wirkungsgradverbesserung, aber auch Wandlungsminderung für das Gesamtgetriebe (Bild 8d links).

522 Umlaufleistung

Bei Umlaufleistung fließt im Wandlerzweig eine Leistung, die größer ist als die Eingangsleistung. Der Überschuß läuft innerhalb des Getriebes um.

Ergebnis: Wirkungsgradverschlechterung, aber Wandlungserhöhung für das Gesamtgetriebe (Bild 8d rechts).

53 Mehrfache äußere Verzweigung

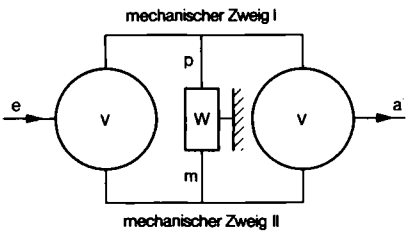


Bild 8e) Mehrfache äußere Verzweigung e Getriebeeingang a Getriebeausgang V Planetensatz p Pumpeneingang m Motorausgang W Wandler

Es sind mindestens zwei mechanische Zweige vorhanden. Bild 8e zeigt das Prinzip. Der Wandler bestimmt das Leistungsverhältnis der Zweige. Das Verhältnis von Leistung im Wandler zu Eingangsleistung wird durch folgende Beziehungen ausgedrückt:

$$\frac{P_w}{P_e} = \frac{(\nu_m - \nu) \cdot (\nu_p - \nu)}{\nu \cdot (\nu_m - \nu_p)} \text{ mit } \nu = \frac{\omega_a}{\omega_e},$$

$$\nu_m = \frac{\omega_a}{\omega_e} \text{ m} \qquad \text{Motor steht still,}$$

$$\nu_p = \frac{\omega_a}{\omega_e} \text{ p} \qquad \text{Pumpe steht still.}$$

Der Ausdruck hat die beiden Null-Stellen

$$\nu = \nu_m \text{ und } \nu = \nu_p.$$

Bei diesen beiden Übersetzungen wird die gesamte Leistung mechanisch übertragen. Die höchste Leistung im Wandler fließt an den Stellen

$$\nu = \pm \sqrt{\nu_m \cdot \nu_p}.$$

Bild 8f zeigt ein Beispiel:

$$\nu_m = 0{,}25 \text{ bzw. } \nu_m = 0$$

$$\nu_p = 1{,}5.$$

Die Höhe der maximalen Wandlerleistung hängt vom Regelbereich $R = \frac{\nu_p}{\nu_m}$, im Beispiel $\frac{\nu_p}{\nu_m} = 6$, ab:

$$\left(\frac{P_w}{P_e}\right)_{max} = \frac{\sqrt{R}-1}{\sqrt{R}+1},$$

im Beispiel

$$\left(\frac{P_w}{P_e}\right)_{max} = 0{,}42 \text{ an der Stelle } v = 0{,}61.$$

Im Rückwärtsfahrgebiet ist die Wandlerleistung stark überhöht, im Beispiel $v = -0{,}25; \left(\frac{P_w}{P_e}\right)_{max} = 2{,}8.$

Die beiden Null-Stellen des Getriebes können nur eingestellt werden, wenn die Wandlerübersetzung im Bereich 0 bis ∞ verstellt werden kann.

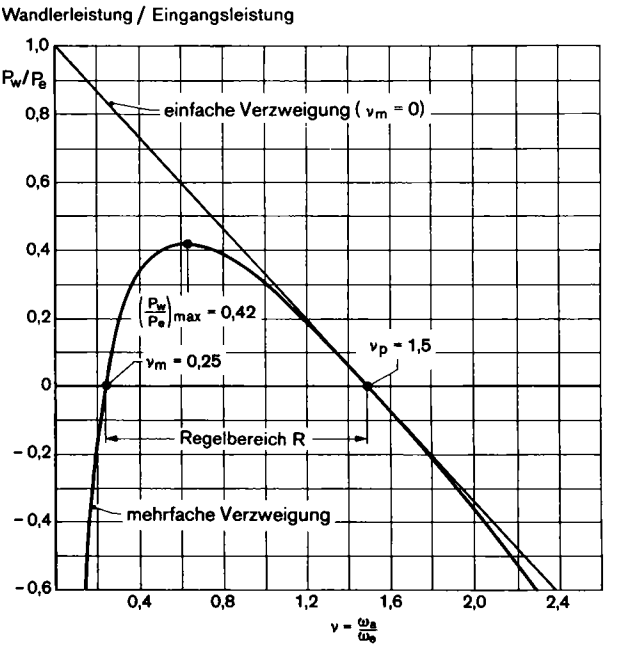


Bild 8f) Wandlerleistung $\frac{P_w}{P_e}$ in Abhängigkeit vom Drehzahlverhältnis v für Getriebe mit äußerer Verzweigung

531 Hydrostatische Verzweigung nach Ebert

Verwirklicht in Prototypen des NSU-Prima-Rollers, Bild 8g. Die Eingangsleistung wird über Zahnräder mit der Übersetzung v_p und v_m auf die rotierenden Zylindertrommeln von Ölpumpe und Ölmotor übertragen. Beide Schrägscheiben rotieren mit der Ausgangswelle. Steht die Schrägscheibe der Pumpe senkrecht, dann kann diese kein Öl aufnehmen, der Ölmotor kann sich gegenüber der Ausgangswelle nicht bewegen und ist daher mit ihr hydrostatisch gekuppelt.

Entsprechendes gilt, wenn die Schrägscheibe des Ölmotors senkrecht steht, dann ist die Ölpumpe mit der Ausgangswelle gekuppelt. Das sind die beiden Null-Stellen, bei der die ganze Leistung mechanisch übertragen wird. Dieses Rollergetriebe brauchte keinen Rückwärtsgang.

Getriebeübersetzung: $I = 2{,}2$; η_{ges} max. bis 0,94.

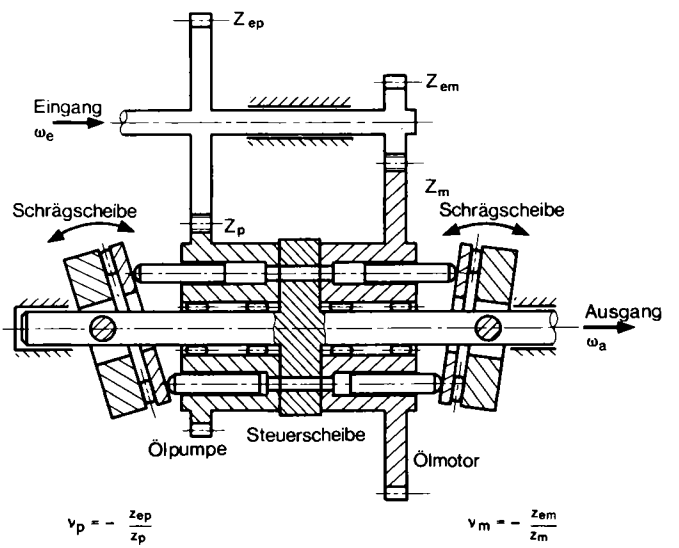


Bild 8g) Mehrfache Verzweigung nach Ebert, Schrägscheiben und Steuerscheibe rotieren mit Getriebeausgangswelle, Z Zähnezahlen, ep Eingang Pumpe, em Eingang Motor, p Pumpe, m Motor

532 Mehrfache Verzweigung nach Reichenbächer, Bild 8h

Hat ein Planetenkoppelgetriebe vier freie Wellen und werden davon zwei mit Getriebeein- und -ausgang und zwei mit Ein- und Ausgang eines hydrostatischen Wandlers verbunden, so kann die Übersetzung

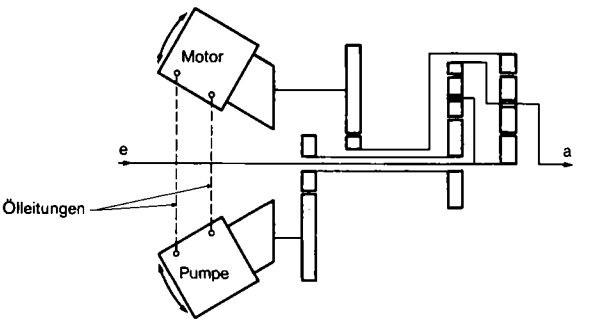


Bild 8 h) Mehrfache Verzweigung nach Reichenbächer

des Planetengetriebes so gewählt werden, daß bei Null-Hub der Ölpumpe (Ölmotor steht) und bei Null-Hub des Motors (Ölpumpe steht) die gewählten Übersetzungen zwischen Eingang und Ausgang im Planetengetriebe entstehen.

Die mehrfache Verzweigung wird wegen des großen Aufwandes und wegen der starken Leistungsüberhöhung im Rückwärtsgang bisher in Fahrzeuggetrieben nicht angewendet.

54 Einfache äußere Verzweigung

Da die mehrfache Verzweigung an Wandler mit dem Verstellbereich $0 - \infty$ gebunden ist und auch die Wirkungsgradverbesserung im Anfahrbereich bei Fahrzeugen nicht so entscheidend ist, wird nur die einfache Verzweigung verwendet. Es gibt 2 Fälle:

541 Verteilergetriebe, Bild 8 i

Das Eingangsmoment wird vor dem Wandler mechanisch zerlegt.

$$\frac{P_w}{P_e} = \frac{v_p - v}{v_p}.$$

Bei $v = 0$ (Ausgang steht still) fließt wegen $\frac{P_w}{P_e} = 1$ alle Leistung durch den Wandler; mit wachsendem v wird der Wandleranteil kleiner bis $v = v_p$, wo alle Leistung mechanisch übertragen wird (sofern v_p positiv = Leistungsteilung). Im Rückwärtsgang ist die Wandlerleistung nur wenig größer als die Eingangsleistung.

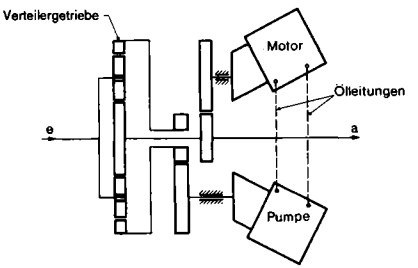


Bild 8 i) Einfache Leistungsverzweigung mit Verteilergetriebe

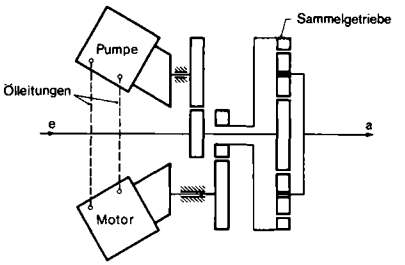


Bild 8 j) Einfache Leistungsverzweigung mit Sammelgetriebe

542 Sammelgetriebe, Bild 8 j

Die Leistungsanteile der Wellen werden nach dem Wandler gesammelt.

$$\frac{P_w}{P_e} = \frac{v - v_m}{v}.$$

Die Leistungsteilung liegt im Bereich v_m positiv.

543 Hydrostatische Getriebe in einfacher Verzweigung

Wenn $v_m = 0$ und $v_p = 1$, kann auf Zahnräder verzichtet werden. Besondere Einfachheit, wenn V_e konst und nur V_a variabel.

Gölz-Getriebe, Bild 8 k

Der Antrieb treibt die Zylindertrommel einer Axialkolbenpumpe mit festem Hub, deren Schrägscheibe mit der Getriebeausgangswelle

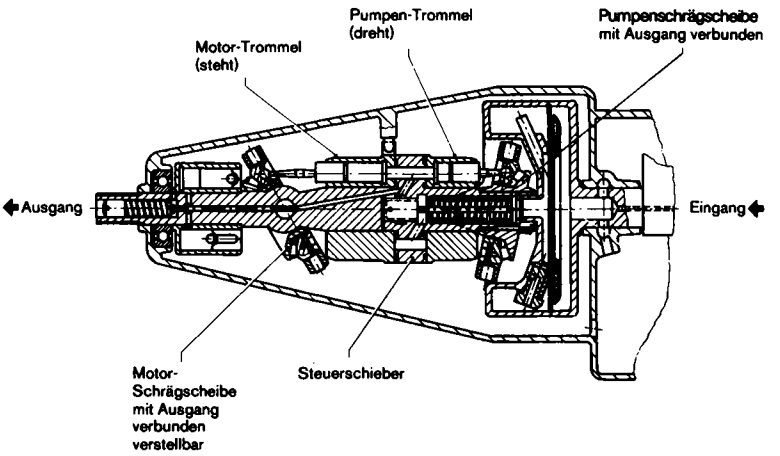


Bild 8 k) Gölz-Getriebe

verbunden ist. Die Zylindertrommel des Motors steht fest; seine Schrägscheibe, ebenfalls mit der Ausgangswelle verbunden, kann verstellt werden. Wenn das Hubvolumen des Motors Null ist, besteht eine hydrostatische Kupplung zwischen Eingangs- und Ausgangswelle.

Ähnliche Anordnung (nur mit Motor und Pumpe verstellbar) beim Allgaier-Getriebe.

544 Jarchow-Getriebe

Im Jarchow-Getriebe, Bild 8 l und Bild 8 m, wird der gleiche Planetensatz als Verteiler- und Sammelgetriebe nacheinander durch Umkuppeln im Punkt $v = v_p = v_m$ benutzt. Dadurch Erweiterung des Getriebebereichs trotz kleiner hydraulischer Leistung. (Im Beispiel $v_p = v_m = 0{,}4$;

$$v = 0{,}15 : \frac{P_w}{P_e} = 0{,}65;\ v = 0{,}4 : \frac{P_w}{P_e} = 0;\ v = 1 : \frac{P_w}{P_e} = 0{,}6).$$

Während des Verteilerbetriebs (Kupplung K_1 offen, K_2 geschlossen) arbeitet Einheit I als Konstantpumpe, Einheit II als Verstellmotor. Bei Hub „Null' von Einheit II kann sich Einheit I nicht drehen (Hohlrad steht), damit ist $v = v_p = v_m$ erreicht. Jetzt wird bei Drehzahlgleichheit Kupplung K_1 geschlossen und K_2 geöffnet. Danach arbeitet Einheit II als Verstellpumpe, Einheit I als Konstantmotor. Hub von Einheit II wird wieder vergrößert = Sammelbetrieb.

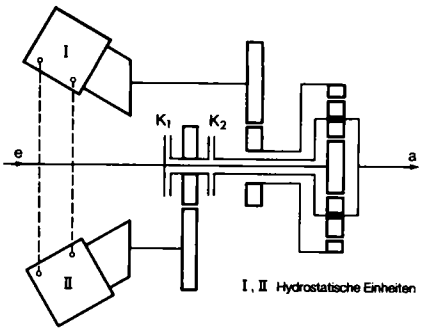


Bild 8l) Jarchow-Getriebe Schema [26], K_1, K_2 Kupplungen, I, II hydrostatische Einheiten

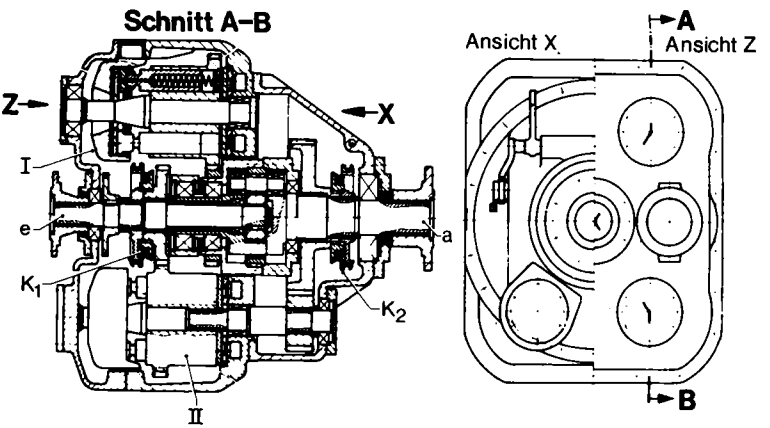


Bild 8m) Jarchow-Getriebe, Schnitt [26], Bezeichnungen wie Bild 8l

545 Hydrodynamische Getriebe in einfacher Verzweigung

Zur Verbesserung des max. Wirkungsgrades von Wandlern wird auch hier vereinzelt die Leistungsteilung angewendet. Da hydrodynamische Getriebe von Haus aus nur einen begrenzten Regelbereich haben, wird bei ihnen durch eine Leistungsverzweigung mit Wirkungsgraderhöhung der Regelbereich noch weiter eingeschränkt. Er muß durch zusätzliche mechanische Stufen wieder vergrößert werden.

546 Verzweigung mit Sammelgetriebe

Bei dieser Getriebeanordnung, Bild 8n, würde bei Stillstand der Getriebeausgangswelle (Wagen steht) das Turbinenrad rückwärts laufen

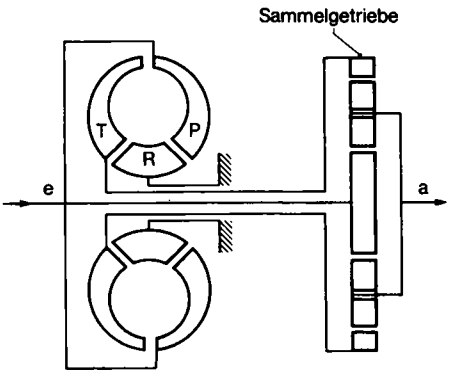


Bild 8 n) Strömungsgetriebe in Leistungsverzweigung mit Sammelgetriebe;

(negatives Drehzahlverhältnis). Aus diesem Grund wird die Leistungsverzweigung mit Sammelgetriebe immer erst in einem zweiten Arbeitsbereich des Getriebes eingeschaltet, in dem die Ausgangsdrehzahl schon so weit gestiegen ist, daß der Wandler im Vorwärtsbereich arbeitet.

Bild 8o zeigt das Dual-Path-Dynaflow-Getriebe (Buick, General Motors, 1960). In diesem Getriebe wird die Verzweigung wirksam, wenn die Kupplung, die im Wandlerteil untergebracht ist, geschlossen wird. Dann sammelt der ebenfalls im Wandler untergebrachte Planetensatz die beiden Leistungsanteile von Turbine (Hohlrad) und mechanischem Anteil (Sonnenrad). Dadurch wird der Wirkungsgrad, wie im Bild 8o dargestellt, gehoben, die Wandlung verringert. Die technische Ausführung dieses Getriebes, Bild 8p, stellt eine besonders interessante Lösung dar, weil dieses Getriebe nur den einen Planetensatz im Wandler besitzt, während das eigentliche Nachschaltgetriebe nur Bremsen, Kupplungen und Freiläufe beherbergt. Durch diese einfache Anordnung kann nicht nur im 1. Gang die Wandlung erhöht und im 2. Gang die Leistungsteilung eingeschaltet werden, sie ergibt auch den Rückwärtsgang.

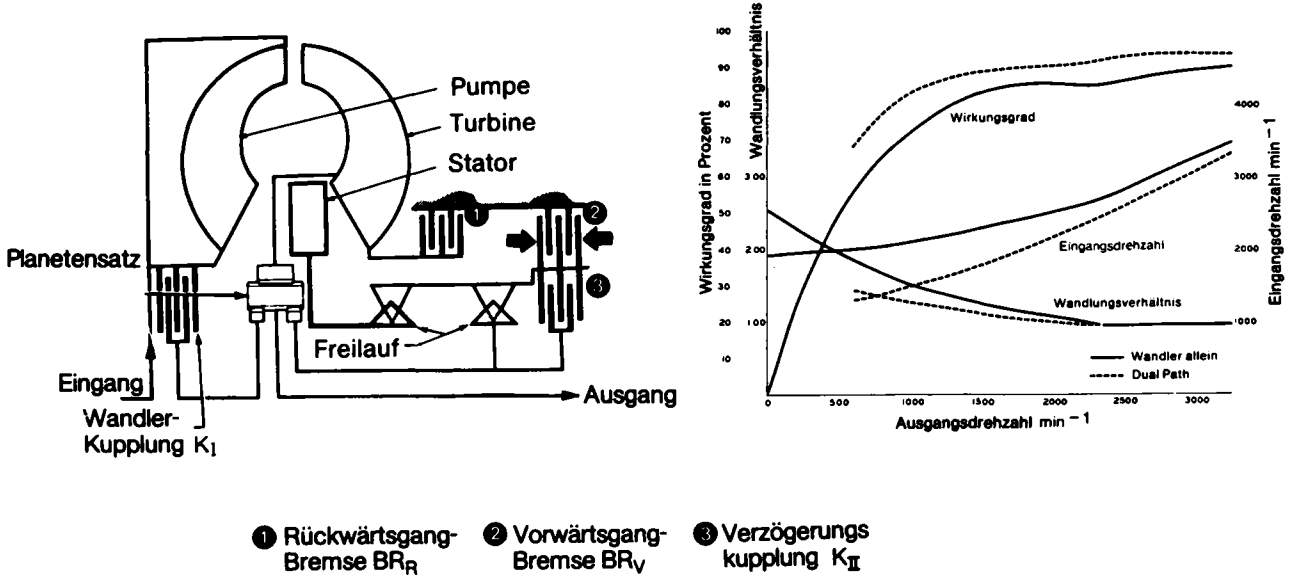
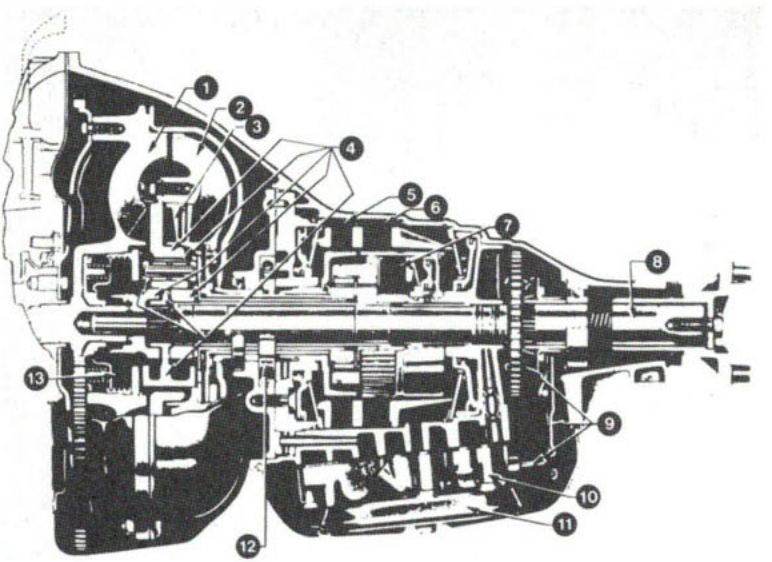


Bild 8 o) Strömungsgetriebe in Leistungsverzweigung mit Sammelgetriebe, Buick Dual Path Dynaflow. 1. Bereich: Bremse BR_v geschlossen, $i_{getr} = 1{,}58$ (im Bild nicht gezeigt). 2. Bereich: Wandlerkupplung K_I geschlossen, Leistungsverzweigung. Bremsen im 1. Bereich, Verzögerungs-Kupplung K_{II} geschlossen. Rückwärtsgang BR_R geschlossen



1 Pumpe
2 Turbine
3 Stator
4 Planetensatz
5 Rückwärtsgang-Bremse BR_R
6 Vorwärtsgang-Bremse BR_V
7 Verzögerungskupplung K_{II}
8 Ausgangswelle
9 Regler
10 Steuerplatte
11 Ölfilter
12 Ölpumpe
13 Wandlerkupplung K_I

Bild 8 p) Buick Dual Path Dynaflow-Getriebe (1960). Schema und Kennlinie siehe Bild 8 o

547 Verzweigung mit Verteilergetriebe

Diese schon 1938 von Föttinger angeregte Anordnung, Bild 8 q, wird in den DIWA-Getrieben der Firma Voith benutzt, Bild 8 r. Die Konstante des Verteilergetriebes ist $\nu_p \approx 2$.

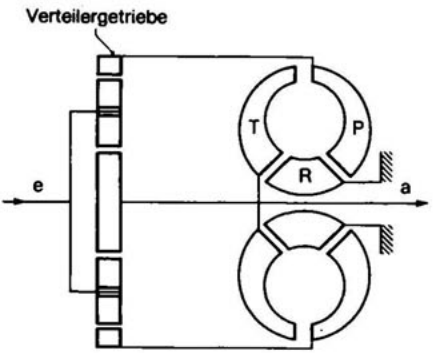
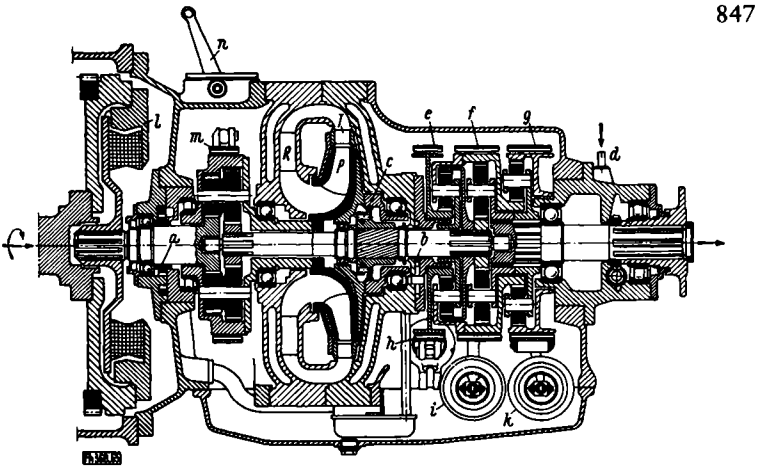
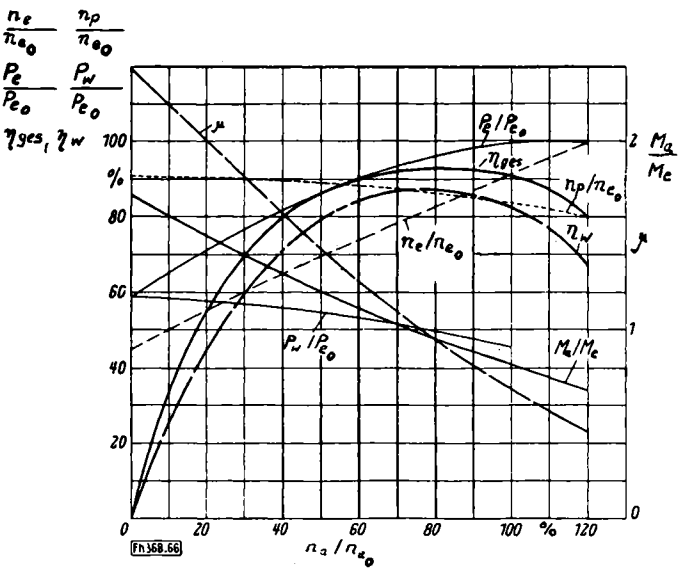


Bild 8 q) Strömungsgetriebe in Leistungsverzweigung mit Verteilergetriebe.



P Wandlerpumpe, T Wandlerturbine, R Wandlerleitrad, a Arbeitsölpumpe, b Steuerölpumpe, c Freilauf, d Druckluftzuführung für Wandlerbremse, e, f und g Bremsband für Normal-, Berg- bzw. Rückwärtsgang, h, i und k Druckluftzylinder für Normal-, Berg- bzw. Rückwärtsgang, l elastische Kupplung, m Verteilergetriebe-Bremse, n Steuerhebel



n_e/n_{e_0}	Eingangsdrehzahl	μ	Wandlerwandlung
n_p/n_{e_0}	Wandlerdrehzahl	$\frac{\mu_a}{\mu_c}$	Getriebewandlung
P_e/P_{e_0}	Eingangsleistung	η_w	Wandlerwirkungsgrad
P_w/P_{e_0}	Wandlerleistung	η_{ges}	Getriebewirkungsgrad
P_0	maximale Motorleistung		

Bild 8 r) VOITH-DIWA-Getriebe Typ D501 mit Kennlinien

Da das Getriebe-Eingangsmoment (z. B. Dieselmotor) annähernd konstant ist und der Verteilerplanetensatz immer im gleichen Verhältnis teilt, bleibt das Moment für die Wandlerpumpe über dem ganzen Arbeitsbereich konstant. Der gewählte Wandler hat eine fast konstante Leistungszahl λ, so daß die Drehzahl der Wandlerpumpe und damit dessen Leistung ebenfalls konstant bleibt. Wenn mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit die Drehzahl des hinteren Sonnenrades im Verteilergetriebe steigt, kann die Motordrehzahl zunehmen und damit wächst die Getriebeeingangsleistung. Das Verhältnis Wandler- zu Getriebeeingangsleistung wird daher mit wachsender Fahrgeschwindigkeit immer kleiner.

Die Kennlinien des Gesamtgetriebes sind auf Bild 8r denen des Wandlers alleine gegenübergestellt. Der Wirkungsgrad η_{ges} wird gegenüber η_w gehoben, die Eingangsdrehzahl n_e/n_{e0} steigt, obwohl die Wandlerdrehzahl n_p/n_{e0} konstant bleibt. Die Wandlung M_a/M_e des Gesamtgetriebes sinkt. Im Getriebe wird der Wandlungsverlust durch eine nachgeordnete Planetenstufe mit der Übersetzung von ≈ 2 wieder kompensiert. Der Getriebebereich wird erweitert, weil bei zunehmender Fahrgeschwindigkeit durch Stillsetzen der Pumpe, Bremse m, auf rein mechanische Übertragung geschaltet wird.

In der neuesten Ausführung des Voith-DIWA-Getriebes für Stadtbusse D 851, Bild 8s, wird eine Leistungsverzweigung mit Verteilergetriebe benutzt, wo ein Umkehrwandler eingesetzt ist (Drehrichtung der Turbine entgegengesetzt zur Pumpe). Die Leistungsteilung (Kupplung und Bremse fest) wird nur im ersten Betriebsbereich benutzt. Der 2. Getriebebereich ist mechanisch (Bremse fest), Übersetzungsvarianten 1,50/1,43/1,36; der 3. Bereich (Kupplung und Kupplung geschlossen) ist der direkte Gang.

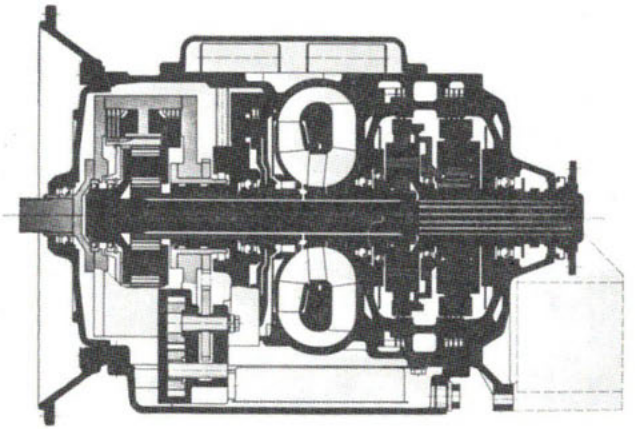


Bild 8s) VOITH-DIWA-Getriebe Typ D 851

Bei dieser Anordnung kann durch Einschalten des Rückwärtsganges bei Vorwärtsfahrt (Bremse fest) der Strömungskreislauf als hydraulischer Retarder verwendet werden.

6 Stufengetriebe

Es existiert noch kein stufenloses Getriebe, das für Straßenfahrzeuge voll befriedigt. Die ausgeführten stufenlosen Getriebe sind entweder in der Leistung und im Wandlungsbereich begrenzt oder zu groß, zu schwer, zu teuer oder ihr Wirkungsgrad reicht nicht aus. Oft kommen mehrere der genannten Einschränkungen gleichzeitig vor. Bis heute ist die Drehmomentwandlung durch Zahnradstufen unübertroffen.

Die „Drehzahlelastizität" der Verbrennungsmotoren ermöglicht glücklicherweise eine stufenweise Anpassung an die Zugkrafthyperbel durch ein Getriebe, in dem verschiedene feste Übersetzungen wahlweise in den Leistungsfluß geschaltet werden können. Die Anpassung ist um so besser, je breiter bei dem Motor die Zone etwa konstanter Leistung, der ein hyperbolischer Verlauf des Drehmoments entspricht (vor allem beim Ottomotor vorhanden) (Bild 9a).

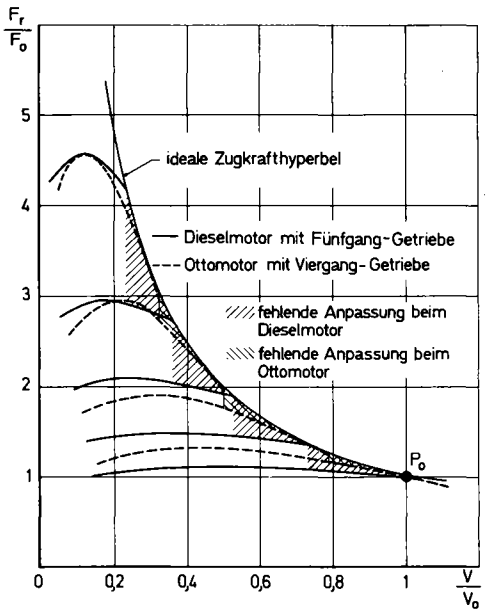


Bild 9a) Anpassung der Motorkennlinie an die ideale Zugkrafthyperbel durch Stufengetriebe, Fr/Fo Zugkraft, v/vo Fahrgeschwindigkeit

Die Zahl der erforderlichen Übersetzungen, Gänge genannt, hängt ab

a) vom erforderlichen Wandlungsbereich I (vgl. Abschn. 3),
b) von der Elastizität des Motors.

PKW-Getriebe haben 3–5 Vorwärtsgänge, am häufigsten 4. Nutzfahrzeuggetriebe 4–12 Vorwärtsgänge, am häufigsten 5–8.
Es ist meist nur 1 Rückwärtsgang vorhanden.

Einige Punkte, die bei der Konstruktion solcher Getriebe zu berücksichtigen sind:

a) Modul der Verzahnung nach Zahnbiegebeanspruchung, Breite der Zähne nach zulässiger Hertz'scher Pressung,
b) Schrägverzahnung zur Geräuschminderung. Sprungüberdeckung $\leqq 1$. Profilüberdeckung $1{,}2 < \varepsilon < 2$, meist bei 1,3–1,5 (bei Hochverzahnung ≈ 2),
c) Die Normalkräfte am Zahneingriff drücken die Zahnräder auseinander, daher möglichst kurzer Lagerabstand und steife Wellen,
d) Die einzelnen Gänge haben unterschiedliche Benutzungsdauer und unterschiedliche mittlere Motordrehmomente,
Bei den selten genutzten Gängen können höhere Beanspruchungen der Verzahnung zugelassen werden (Bild 9b). Auch die Gesamtlebensdauer der Lager wird von den Ganganteilen bestimmt.
e) Unterschiedliche Anforderung an Lebensdauer bei PKW und Nutzfahrzeug; PKW über 200.000km, Nutzfahrzeug über 500.000km,
f) Überhöhung des Motormoments durch Stöße je nach Fahrzeugart und Betriebseinsatz.

Anhaltswerte für zul. Biegespannung σ_b am Zahnfuß

	PKW 4-Gang σ_b [N/mm²]	NFZ 5-Gang σ_b [N/mm²]
Rückwärts-Gang	740 – 830	590 – 690
1. Gang	690 – 740	490 – 640
2. Gang	540 – 590	340 – 440
3. Gang	440 – 490	290 – 390
4. Gang	–	260 – 320
5. Gang	–	–
Konstante	350 – 440	230 – 270

Bild 9b) Anhaltswerte für zulässige Biegespannungen am Zahnfuß, Einsatzstahl 20 MoCr 4

61 Getriebe-Bauarten

Am weitesten verbreitet sind Vorgelege (Nebenwellen)- Getriebe. Eingangs- und Ausgangswelle koaxial oder achsversetzt, je nach Einbau im Fahrzeug (Bild 9c).

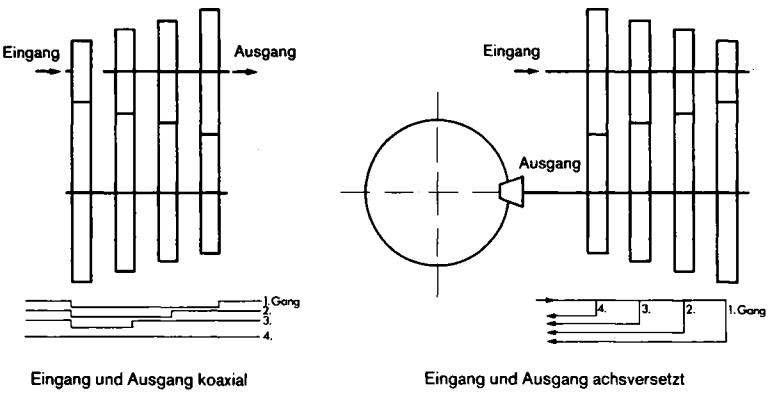


Bild 9c) Bauarten von Stufengetrieben

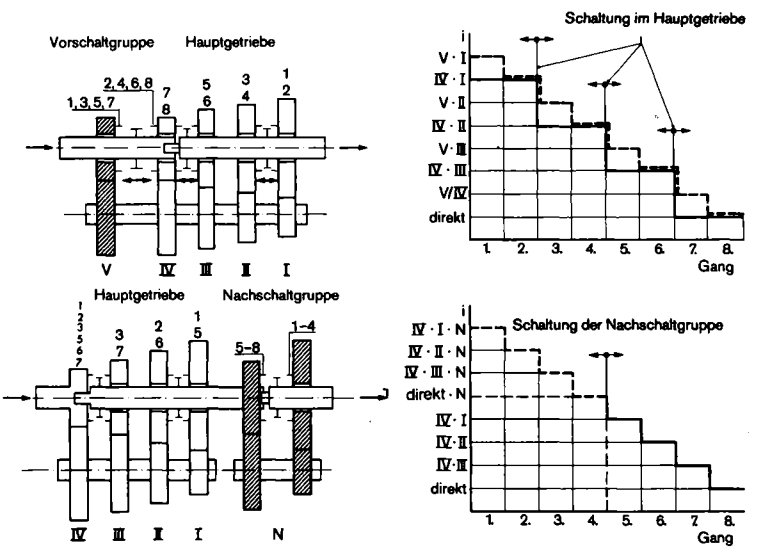


Bild 9d) Unterteilung und Erweiterung des Übersetzungsbereichs durch Vor- bzw. Nachschaltgruppe

Bis zu Sechsgang-Getrieben ist die Zahl der Zahnradpaare meist gleich der Gangzahl. Bei mehr als 6 Gängen wird die Zahnradzahl dadurch verringert, daß einzelne Zahnradpaare mehrfach benutzt werden (Gruppengetriebe). Der Gangwechsel ist dann bei den Schaltungen erschwert, bei denen gleichzeitig mehrere Zahnradpaare neu in den Kraftfluß gebracht werden müssen: Daher meist nur Zweigruppen-Getriebe.

Wird die Gruppe als „Splitter" dem Hauptgetriebe hinzugefügt, so halbiert sie etwa dessen Gangsprünge und verdoppelt die Gangzahl; Schaltung im Hauptgetriebe bei jeder 2. Schaltung. Wirkt die Gruppe als „Multiplikator" mit großer Übersetzung etwa als Nachschaltgruppe, so gibt es nur eine Schaltung der Nachschaltgruppe. Die Gänge des Hauptgetriebes wiederholen sich mit der zusätzlichen Übersetzung der Nachschaltgruppe (Bild 9d).

Je nach Motordrehzahl, Achsübersetzung und Benutzungshäufigkeit kann der oberste Gang direkt ($i = 1$) oder als Schnellgang ($i < 1$) ausgelegt sein.

Die Wirkungsgrade von Zahnradgetrieben sind allgemein hoch, am besten im direkten Gang. Ölplanschverluste müssen möglichst vermieden werden. Verzahnungswirkungsgrad eines Zahnradpaares: $\eta = 0{,}98-0{,}99$. Verluste durch Ölplanschen, Lagerreibung und leerlaufende Zahnräder wachsen mit zunehmender Drehzahl, selten größer als 1–2% der übertragenen Leistung.

62 Schaltmittel, formschlüssig

Da die Übersetzung den wechselnden Fahrbedingungen angepaßt werden muß, müssen die Gänge schaltbar sein. Beispiele nach Aufwand und Entwicklungsreihenfolge.

621 Schiebezahnräder, Bild 10 a

Die Zahnräder sind auf der Welle in Keilnuten (bei Schrägverzahnung schraubenförmige Nuten) axial verschieblich und können so in und außer Eingriff gebracht werden. Früher ausschließlich verwendet. Heute nur noch Rückwärtsgang, selten für 1. Gang.
Nachteil: Zähne werden leicht beschädigt, Geräusch.

622 Klauen- und Stiftschaltungen, Bild 10 b

Zahnräder sind immer im Eingriff (bessere Laufruhe) und werden durch axialverschiebliche Schaltmuffen über Klauen oder Stifte mit der Welle verbunden. Noch heute bei Nutzfahrzeugen vorherrschend.

Bei Schiebezahnrädern und Klauenschaltung muß die Drehzahl der zu schaltenden Teilen vom Fahrer durch Zwischengasgeben (Rückschaltung) oder Doppelkuppeln (Hochschaltung) angeglichen werden.

Sonderausführung: Abweis- oder Überholklauen (Maybach) weisen in einer Drehrichtung ab und fassen, sobald Gleichlauf erreicht ist.

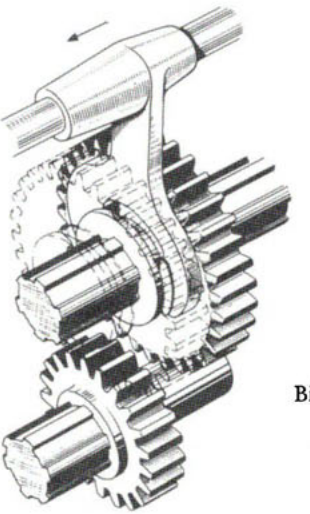
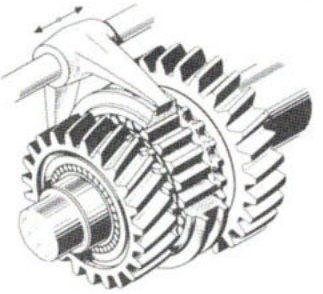


Bild 10a) Schiebezahnräder [1]



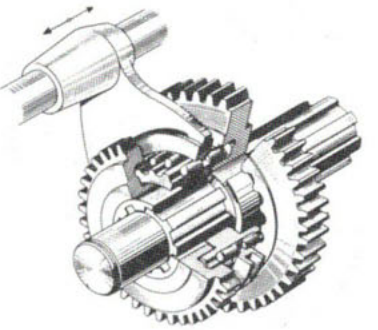


Bild 10b) Klauenschaltung und ZF-Stiftschaltung [1]

623 Synchronschaltung, Bild 10 c

Wesentlicher Fortschritt. Parallel zu jeder Klauenkupplung ist eine Reibkupplung (meist Konus) angeordnet, die vor dem Eingriff der Klauen die Drehzahlen der zu schaltenden Teile synchronisiert. Die Anpreßkraft der Kupplung wird von einer Feder bestimmt. Zu schnelles Schalten führt zum „Ratschen". Heute nicht mehr verwendet.

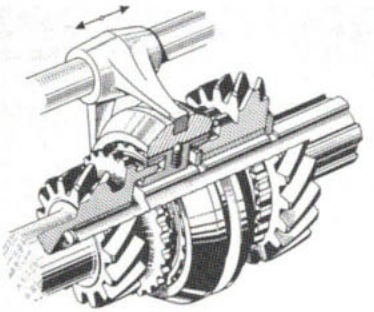


Bild 10c) Synchronschaltung, ZF [1]

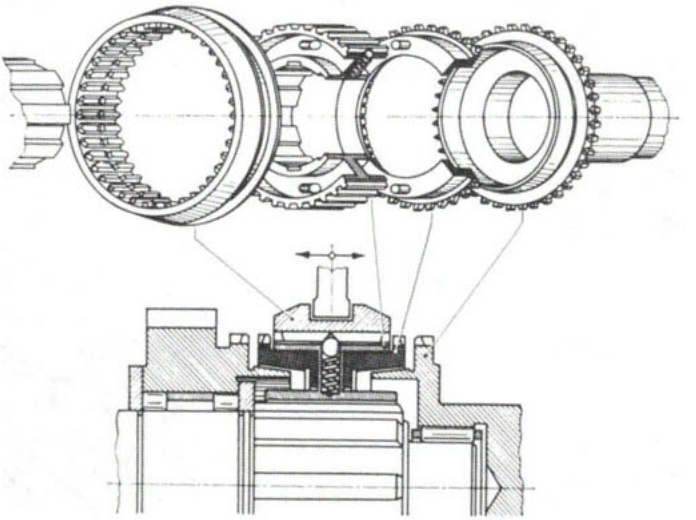
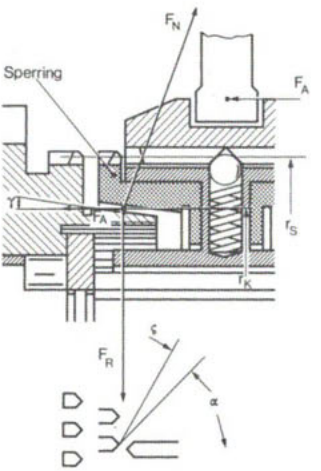


Bild 10d) Sperrsynchronisierung, Borg-Warner [1]

624 Sperrsynchronisierung, Bild 10 d

Ähnlich Synchronschaltung, aber bei Drehzahldifferenz der Reibkonen wird der Weg der Schaltmuffe, die die Klauen trägt, gesperrt. Je stärker der Fahrer den Schalthebel drückt, desto höher die Anpreßkraft, desto schneller die Schaltung. Sperrbedingung (Bild 10e).



Sperrbedingung:

$F_{US} \geqq F_{UL}$

F_{US} .. Umfangskraft am Sperring (sperrend)

F_{UL} .. Umfangskraft am Sperring (lösend)

daraus folgt

$$\frac{r_K}{r_S} \cdot \frac{\mu}{\sin\gamma} \geqq \frac{1}{\tan(\alpha + \varsigma)}$$

μ .. Reibungskoeffizient am Konus

ς .. Reibungswinkel

Bild 10e) Sperrbedingung für Sperrsynchronisierung

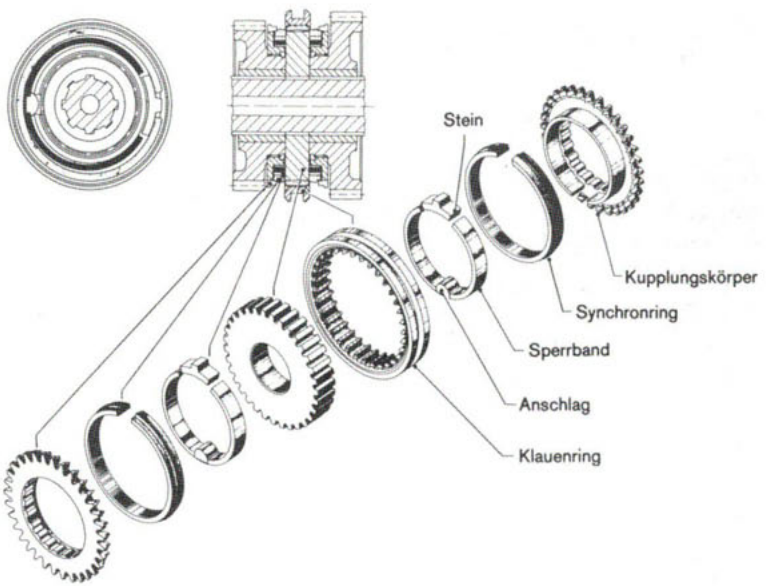


Bild 10f) Servosperrsynchronisierung, Porsche

625 Servo-Sperrsynchronisierung, Bild 10 f

Bei der Servo-Sperrsynchronisierung wird die Sperrwirkung durch ein Sperrband bewirkt, das den Synchronring bei Drehzahldifferenz zu vergrößern trachtet und so die Weiterbewegung der Schaltmuffe solange verhindert, bis Drehzahlgleichheit erreicht ist.

63 Schaltzeit von synchronisierten Getrieben

Die Schaltzeit hängt ab:

- vom polaren Trägheitsmoment J_K der Kupplungsscheibe und aller Massen, die mit ihr die Drehzahl ändern,
- von der Übersetzung i_k zwischen Schaltstelle und Kupplungsscheibe,
- von den Getriebeverlusten (Planschen, Reibung),
- vom Gangsprung $= \frac{i_{(x-1)}}{i_x}$ = Übersetzung vor der Schaltung/ Übersetzung nach der Schaltung,
- vom Radius des Reibkegels,
- von der Größe der Anpreßkraft, beides wird im Schaltmoment M_k zusammengefaßt,
- von der Höhe der Fahrgeschwindigkeit $\triangleq \omega_a$.

Bei Vernachlässigung der Plansch- und Reibverluste und bei konstanter Geschwindigkeit des Fahrzeugs während der Schaltung ist die Schalt(Synchronisier)-zeit

$$t_s = \frac{J_k \cdot \omega_a \cdot i_x \cdot i_k}{\pm M_S} \cdot \frac{(i_{(x-1)} - 1)}{i_x}.$$

Auch die Lage der Schaltelemente hat einen Einfluß:

Auf der Ausgangswelle (Normalfall): $i_k = i_x$

Auf der Vorgelegewelle: $i_k = i_v$

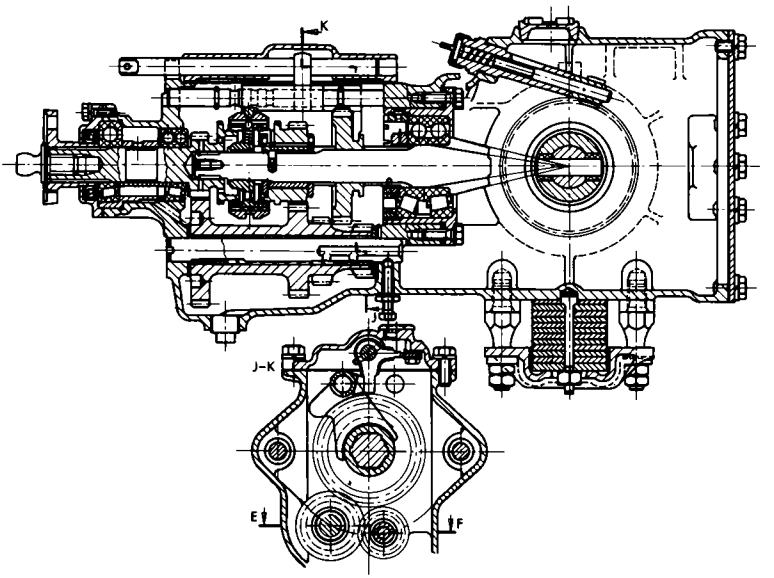
(bei den unteren Gängen ist $i_v < i_x$),

Auf der Eingangswelle: $i_k = 1$ (ergibt aber hohe Drehzahl der Vorgelegewelle und damit höhere Planschverluste).

64 Getriebebeispiele

Hier kann nur eine Auswahl aus der Vielzahl der Getriebebauarten gebracht werden. Diese Auswahl bedeutet keine Wertung. Erklärungen sind, soweit nötig, in den Bildunterschriften untergebracht.

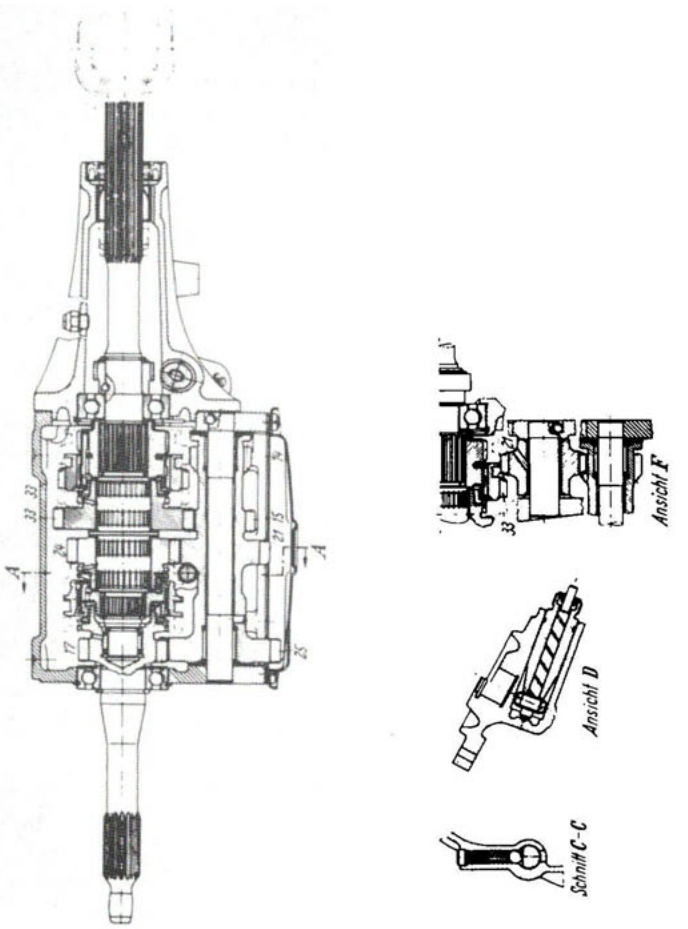
641 Personenwagengetriebe



Übersetzungen

1. Gg.	2. Gg.	3. Gg.	R.-Gg.
3,45	1,75	1	−4,1

Bild 11a) PKW-Dreigang-Getriebe (1936), Skoda, Ml. Boleslav/PKW-Werk. 1. und R. Gang Schiebezahnrad, 2. und 3. Gang Synchronschaltung

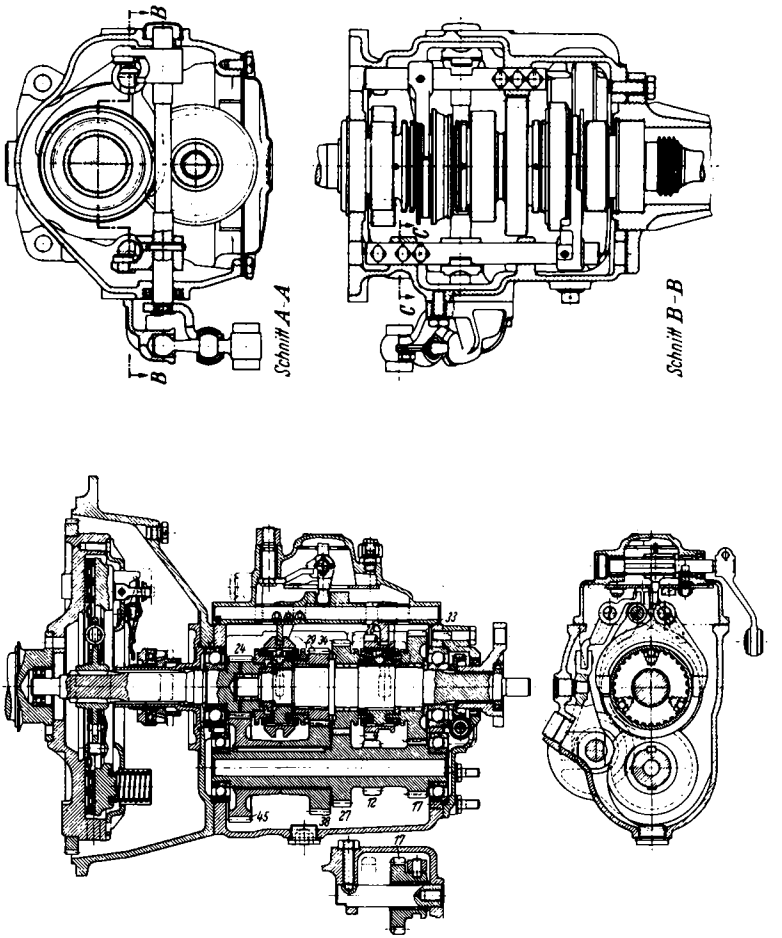


Übersetzungen

1. Gg.	2. Gg.	3. Gg.	R.-Gg.
3,235	1,681	1	−3,466

Bild 11b) PKW-Dreigang-Getriebe, Opel-Rekord [1] 1. bis 3. Gang sperrsynchronisiert, R.-Gang Schiebezahnrad

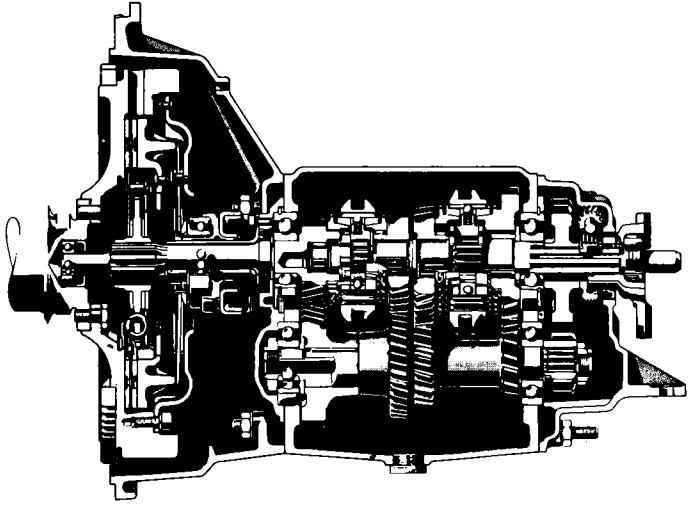
Fortsetzung: Bild 11 b)

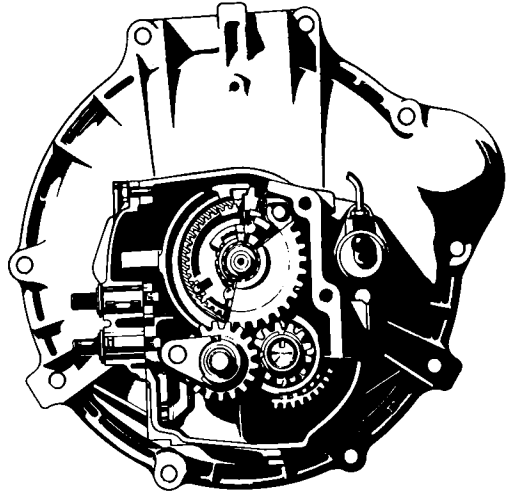


Übersetzungen

1. Gg.	2. Gg.	3. Gg.	4. Gg.	R.-Gg.
4,09	2,25	1,42	1	−3,64

Bild 11 c) PKW-Viergang-Getriebe, Mercedes-Benz (1963). 1. bis 4. Gang sperrsynchronisiert, R.-Gang Schiebezahnrad, Verzahnung auf Schaltmuffe aufgeschnitten.

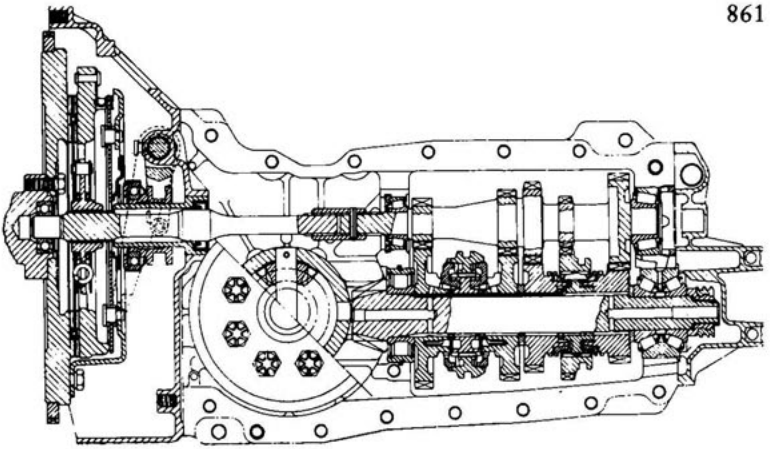




Übersetzungen

1. Gg.	2. Gg.	3. Gg.	4. Gg.	R.-Gg.
3,90	2,30	1,41	1	−3,66

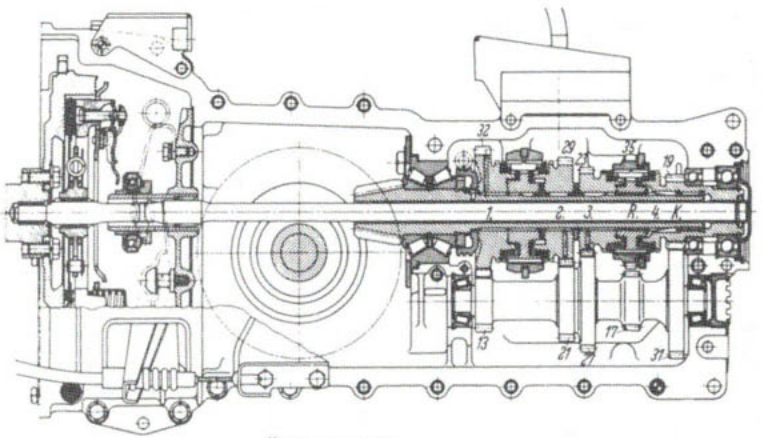
Bild 11 d) PKW-Viergang-Getriebe, Mercedes-Benz (1968). 1. bis 4. Gang sperrsynchronisiert, R.-Gang Schiebezahnrad, besonderes Radpaar.



Übersetzungen

1. Gg.	2. Gg.	3. Gg.	4. Gg.	R.-Gg.
3,61	2,35	1,48	1,032	−3,08

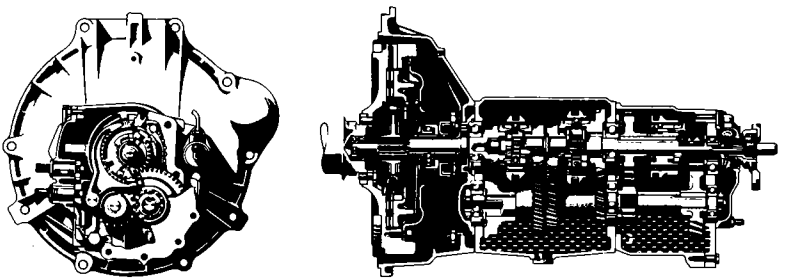
Bild 11e) PKW-Viergang-Getriebe Renault R 16. Ein- und Ausgangswelle achsversetzt, 1. und 2. Gang Synchronisierung ohne Sperrverzahnung, 3. u. 4. Gang sperrsynchronisiert, R.-Gang Schiebezahnrad. [29]



Übersetzungen

1. Gg.	2.Gg.	3. Gg.	4. Gg.	R.-Gg.
4,016	2,253	1,390	1	−3,359

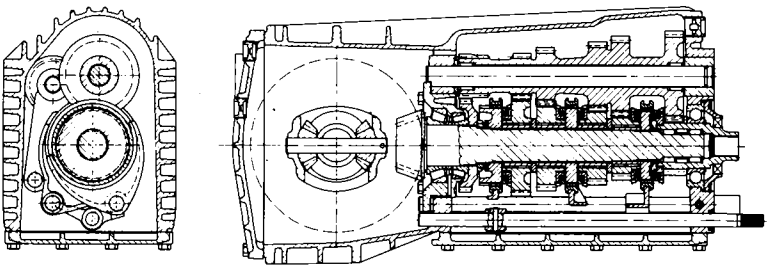
Bild 11f) Lieferwagen-Viergang-Getriebe, Renault „Estafette". 1. bis 4. Gang sperrsynchronisiert, R.-Gang Schiebezahnrad. [1]



Übersetzungen

1. Gg.	2. Gg.	3. Gg.	4. Gg.	5. Gg.	R.-Gg.
3,96	2,34	1,435	1	0,88	−3,72

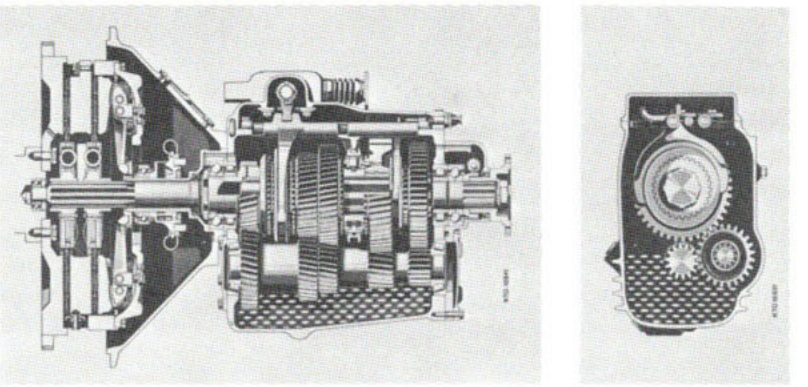
Bild 11g) PKW-Fünfgang-Getriebe, Mercedes-Benz. 1. bis 5. Gang sperrsynchronisiert, R.-Gang Schiebezahnrad



Übersetzungen

1. Gg.	2. Gg.	3. Gg.	4. Gg.	5. Gg.	R.-Gg.
3,60	2,46	1,82	1,34	1	−3,16

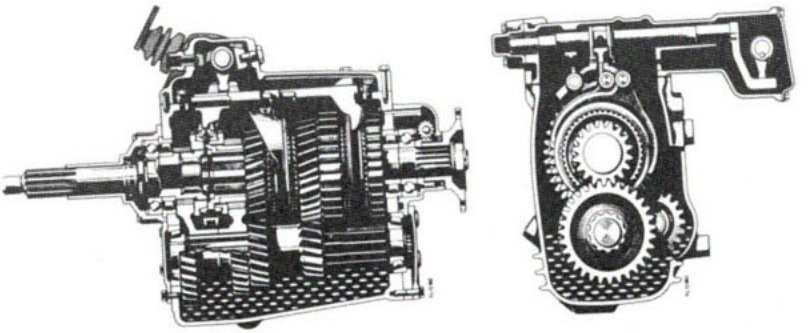
Bild 11h) PKW-Fünfgang-Getriebe, Porsche Typ 928. 1.−5. Gang Servosperrsynchronisiert, R.-Gang Schiebezahnrad



Übersetzungen

1. Gg.	2. Gg.	3. Gg.	4. Gg.	R.-Gg.
4,24	2,60	1,59	1	−4,13

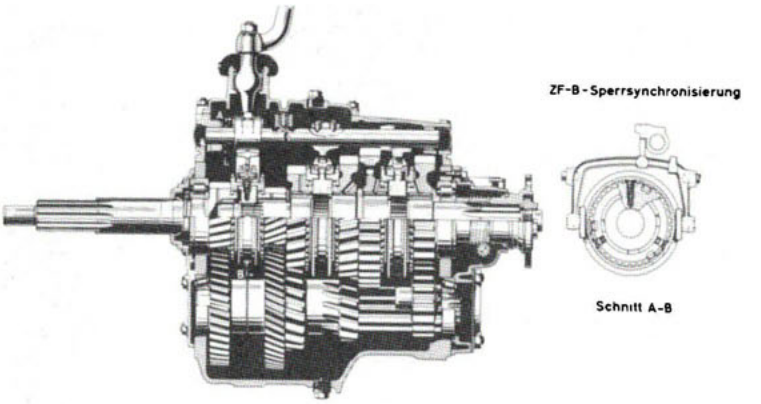
Bild 12a) NFZ-Viergang-Getriebe (Stadtbus), Mercedes-Benz. 1. bis 4. Gang sperrsynchronisiert, schrägverzahnt, R.-Gang Klauenkupplung, geradverzahnt, Doppelkupplung wegen hoher Beanspruchung im Stadtverkehr



Übersetzungen

1. Gg.	2. Gg.	3. Gg.	4.Gg.	5. Gg.	R.-Gg.
7,51	3,99	2,30	1,39	1	−6,77

Bild 12b) NFZ-Fünfgang-Getriebe, Mercedes-Benz. 1. Gang Klauenkupplung, geradverzahnt, 2. bis 5. Gang sperrsynchronisiert, schrägverzahnt, R.-Gang Klauenkupplung, geradverzahnt

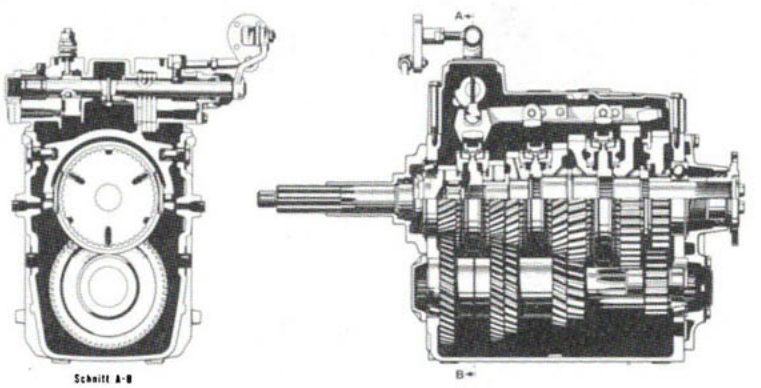


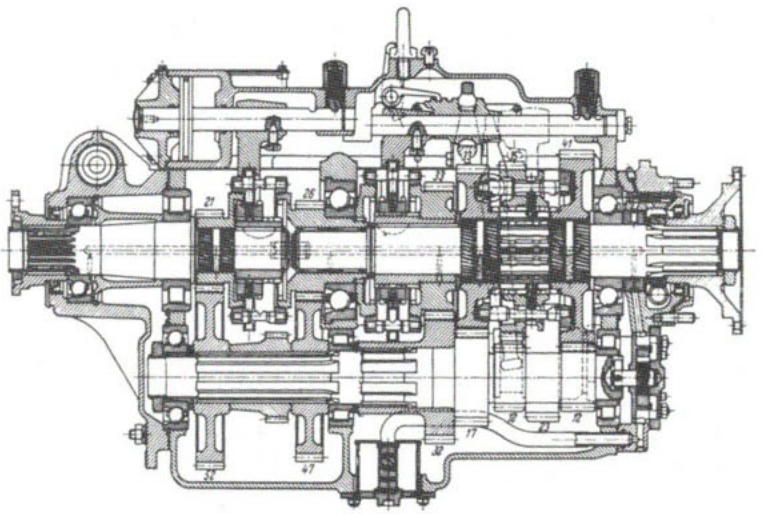
Übersetzungen

Ausführung	1. Gg.	2. Gg.	3. Gg.	4. Gg.	5. Gg.	R.-Gg.
Berggang	8,02	4,68	2,74	1,61	1,0	−7,20
Schnellgang	6,45	3,39	1,82	1,0	0,744	−5,78

Bild 12c) NFZ-Fünfgang-Getriebe, ZF. Schnellgangversion
1. und R.-Gang geradverzahnt,
2. bis 5. Gang schrägverzahnt,
1. bis 5. Gang sperrsynchronisiert,
R.-Gang Klauenkupplung

Bild 12d)





Übersetzungen

Vorgelege 1	Vorgelege 2	1. Gg.	2. Gg.	3. Gg.
2,4762	1,8077	8,460	6,176	4,661

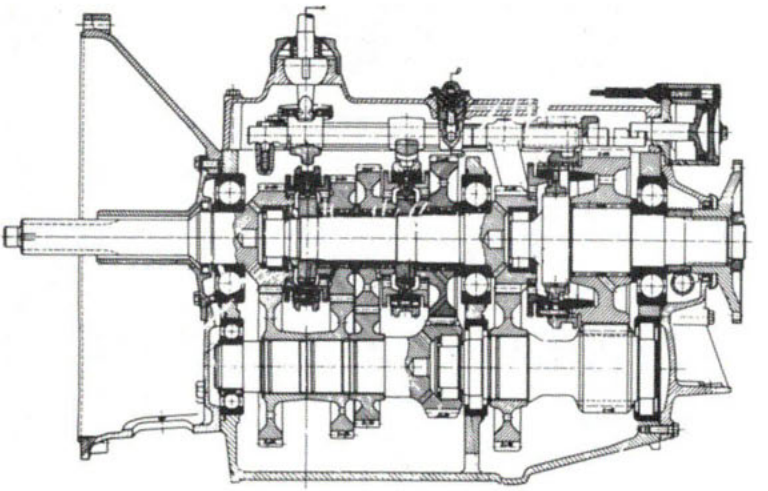
4. Gg.	5. Gg.	6. Gg.	7. Gg.	8. Gg.	R.-Gg.
3,403	2,554	1,864	1,370	1	−7,222 und −5,272

Bild 12e) NFZ-Achtgang-Getriebe, OM [1]
Zweigruppen-Getriebe mit Splitter,
Vorwärtsgänge sperrsynchronisiert,
R.-Gang Schiebezahnrad

Übersetzungen

Ausführung	1. Gg.	2. Gg.	3. Gg.	4. Gg.	5. Gg.	6. Gg.	R.-Gg.
Berggang	9,0	5,18	3,14	2,08	1,44	1,0	−8,45
Schnellgang	6,7	3,86	2,34	1,44	1,0	0,73	−6,31

Bild 12d) NFZ-Sechsgang-Getriebe, ZF.
1. und R.-Gang geradverzahnt,
2. bis 6. Gang schrägverzahnt,
1. bis 6. Gang sperrsynchronisiert,
R.-Gang klauengeschaltet



Übersetzungen

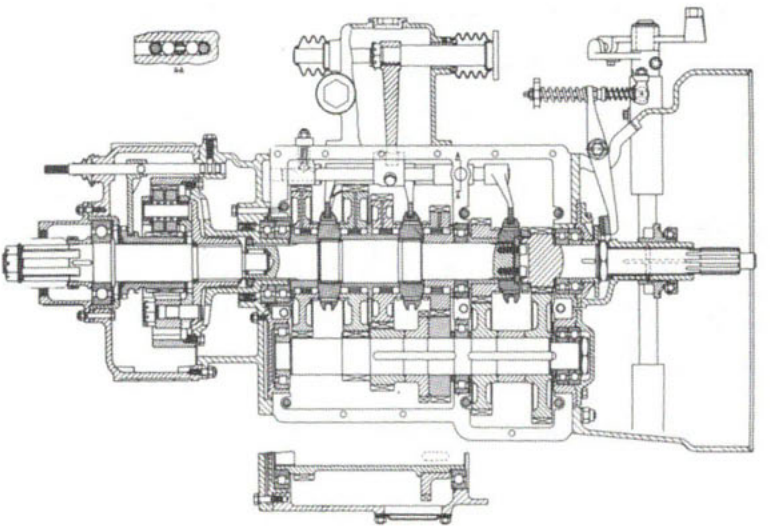
1. Gg.	2. Gg.	3. Gg.	4. Gg.	5. Gg.
10,593	7,403	5,195	3,927	2,697
6. Gg.	**7. Gg.**	**8. Gg.**	**R.-Gg.**	
1,885	1,323	1	−8,800	

Bild 12f) NFZ-Achtgang-Getriebe, Volvo.
Zweigruppen-Getriebe mit Zweigang-Nachschaltgruppe (i = 3,927 und i = 1)
Vorwärtsgänge sperrsynchronisiert,
R.-Gang Schiebezahnrad

Übersetzungen

1. Gg.	2. Gg.	3. Gg.	4. Gg.	5. Gg.	6. Gg.	7. Gg.	8. Gg.	9. Gg.	R.-Gg.
13,1	8,68	6,37	4,65	3,43	2,53	1,86	1,36	1	−11,6

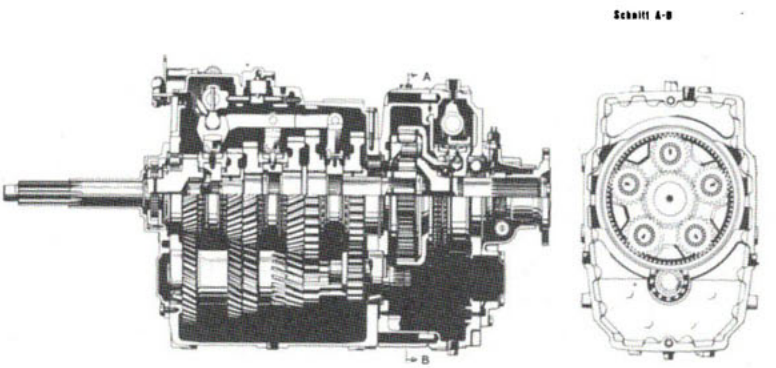
Bild 12g) NFZ-Neungang-Getriebe, ZF.
Zweigruppen-Getriebe mit Zweigang
Planetensatz (i = 3,43 und i = 1) Nachschaltgruppe 1. Gang (Crawler) und
R.-Gang: Klauenkupplung, 2. bis 9. Gang sperrsynchronisiert

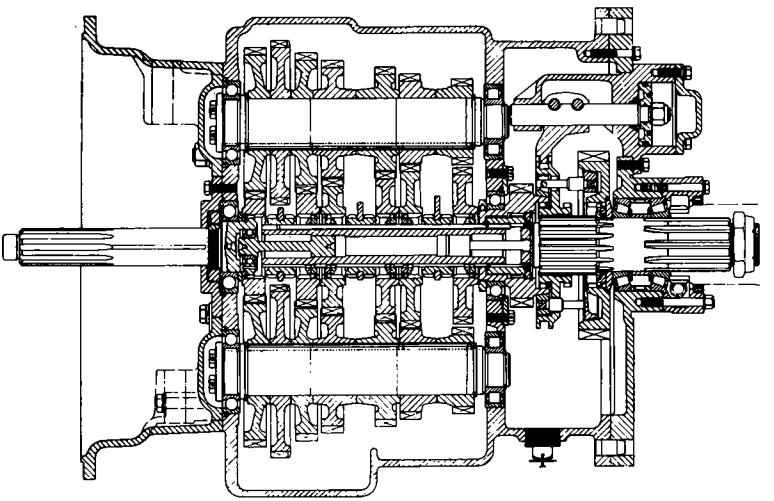


1. Gg.	2. Gg.	3. Gg.	4. Gg.	5. Gg.	6. Gg.	7. Gg.	8. Gg.	9. Gg.	10. Gg.	R.-Gg.
10,738	7,81	6,682	4,86	3,795	2,76	2,186	1,59	1,375	1	−8,03

Bild 12h) NFZ-Zehngang-Getriebe, David Brown [30].
Fünfgang-Hauptgetriebe mit Zweigang-Planetensatz (i = 1 und i = 1,375); Splitter

Bild 12g)





Übersetzungen

1. Gg.	2. Gg.	3. Gg.	4. Gg.	5. Gg.	6. Gg.	7. Gg.	8. Gg.	9. Gg.	10.Gg.	R.-Gg.
8,05	6,31	4,98	3,95	3,20	2,51	1,97	1,56	1,2	1	−2,73 und −8,74

Übersetzungen der Zweigang-Nachschaltgruppe i = 3,2 und i = 1.

Bild 12i) NFZ-Zehngang-Getriebe, Fuller [31].
Zweigruppen-Getriebe, alle Gänge durch Innenklauen geschaltet, Zentralwelle des Hauptgetriebes elastisch gelagert, damit Leistung gleichmäßig auf die 2 Vorgelegewellen verteilt wird. Fünfgang-Hauptgetriebe mit Zweigang-Nachschaltgruppe

7 Planetengetriebe

Als Kegelradausgleichsgetriebe sind Planetensätze seit Anbeginn im Kraftfahrzeug. Sie werden heute auch als Stirnradplanetengetriebe in Hinterachsen, in Gruppengetrieben und vor allem in automatischen Getrieben eingesetzt.

Ein Planetensatz (Bild 13a)) hat 3 Zentralwellen, die sich um die gleiche Achse drehen. Davon sind zwei Wellen mit zwei Zentralzahnrädern (2 Hohlrädern (I) oder 2 Sonnenrädern (II) oder meist ein Sonnenrad und ein Hohlrad (III), die dritte Welle mit dem Steg (Planetenträger) verbunden. Im Steg sind die Planetenräder, die mit den Zentralrädern kämmen, gelagert.

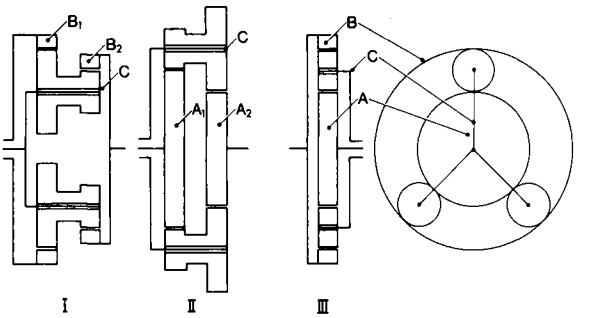


Bild 13a) Arten von Planetengetrieben. A Sonnenrad, B Hohlrad, C Steg Wenn möglich, wird Bauform III gewählt, da kleine Baulänge, einfache Planetenräder, alle Lastangriffspunkte in einer Ebene. Stufenplaneten (I u. II) geben allerdings größere Freiheit in der Wahl der Übersetungen

Für Planetensätze gilt:

- Mit den Zähnezahlen sind die Verhältnisse der Drehmomente der 3 Zentralwellen festgelegt. Ist dann das Drehmoment einer Welle bekannt, so sind auch die Drehmomente der anderen 2 Wellen bestimmt,
- Dagegen müssen die Drehzahlen von 2 Wellen gegeben sein, um die der dritten bestimmen zu können,
- Steht eine Welle fest, so besteht eine eindeutige Beziehung zwischen den Drehmoment- und den Drehzahlverhältnissen (verlustfrei).

Es gilt allgemein (Gleichung von Willis):

$$\frac{\omega_y - \omega_z}{\omega_x - \omega_z} = \frac{\omega_y}{\omega_x} z = -\left(\frac{M_x}{M_y}\right)_\eta = 1.$$

x, y, z sind Indizes der Zentralwellen; der Index neben dem Bruchstrich bezeichnet die Welle, die feststeht.

Durch die Zähnezahlen sind sowohl das Drehmomentverhältnis als auch das Drehzahlverhältnis des Standgetriebes festgelegt. Die angegebene Gleichung von Willis erlaubt dann die Berechnung jeder anderen Drehzahlzuordnung.

Mit A = Sonnenrad, B = Hohlrad, C = Steg wird für den einfachen Planetensatz Bild 13a III

$$-\frac{z_A}{z_B} = -\frac{M_A}{M_B} = \frac{\omega_B}{\omega_A} C = \frac{\omega_B - \omega_C}{\omega_A - \omega_C};$$

$$\frac{\omega_B}{\omega_C} A = 1 + \frac{z_B}{z_A}; \quad \frac{\omega_A}{\omega_C} B = 1 + \frac{z_A}{z_B} \text{ usw.}$$

Übersetzungsbereiche einfacher Planetensätze mit Sonnenrad und Hohlrad:

	Eingang	Ausgang	Fest	Normalbereich
$\frac{\omega_A}{\omega_C}$ B	Sonne	Steg	Hohlrad	$2{,}5 \leqq i \leqq 5$
$\frac{\omega_B}{\omega_C}$ A	Hohlrad	Steg	Sonne	$1{,}35 \leqq i \leqq 1{,}65$
$\frac{\omega_C}{\omega_A}$ B	Steg	Sonne	Hohlrad	$0{,}2 \leqq i \leqq 0{,}4$
$\frac{\omega_C}{\omega_B}$ A	Steg	Hohlrad	Sonne	$0{,}6 \leqq i \leqq 0{,}75$
$\frac{\omega_A}{\omega_B}$ C	Sonne	Hohlrad	Steg	$-4 \leqq i \leqq -1{,}5$
$\frac{\omega_B}{\omega_A}$ C	Hohlrad	Sonne	Steg	$-0{,}67 \leqq i \leqq -0{,}25$

Die Übersetzungen 2 bzw. 0,5 und -1 können mit einfachen Stirnradsätzen nicht dargestellt werden, da dabei die Zähnezahlen der beiden Zentralräder (Sonne, Hohlrad) gleich sein müßten. Abhilfe z. B. Kegelradsatz oder zusammengesetzte Planetengetriebe, siehe Bild 13e.

Zur graphischen Festlegung der Übersetzung dient der Kutzbach-Plan (Bild 13b)), der, wenn er für einen Betriebszustand eines Planetensatzes oder Getriebes gezeichnet ist, alle dort möglichen Übersetzungen wiedergibt. Er zeigt auch, ob eine theoretische Lösung praktisch realisierbar ist, da in ihm die geometrischen Verhältnisse Sonnenrad, Planetenrad, Hohlrad dargestellt sind.

Zur Bestimmung von Drehmomenten und Leistungen, besonders bei zusammengesetzten Planetengetrieben, ist das Wolf'sche Schema zu empfehlen, dem folgende, für jede Art von Planetengetriebe gültige Beziehungen zugrunde liegen (Bild 13c)).

a) Für jeden Planetensatz sind die Drehmomentverhältnisse der Zentralwellen durch Anordnung und Zähnezahl eindeutig festgelegt. Den Zähnezahlen entsprechen die sog. spezifischen Momente, die an die zugehörigen Wellen in den Kreis geschrieben werden (meist durch den größten gemeinsamen Faktor geteilt),

b) An jedem Planetensatz ist die Summe der Momente der drei Zentralwellen gleich Null. Die Welle, bei der der Betrag des Momentes gleich der Summe der Beträge der Momente der übrigen Wellen ist, heißt „Summenwelle", die übrigen Wellen „Differenzwellen",

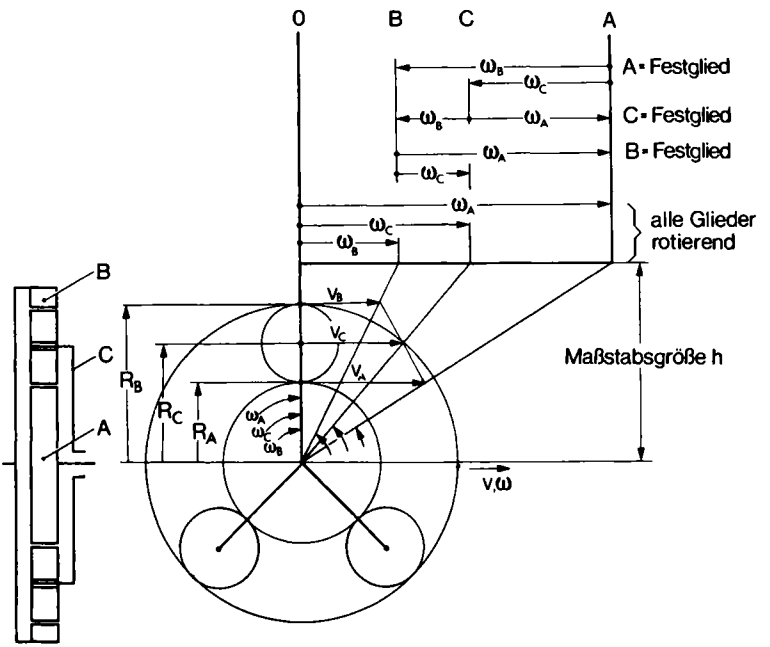


Bild 13b) Kutzbach-Plan zur Ermittlung der Geschwindigkeiten und Drehzahlen bei Planetengetrieben

$v_A = \omega_A \cdot R_A$, $v_B = \omega_B \cdot R_B$, $v_c = \omega_c \cdot R_c$.

Die Winkelgeschwindigkeiten ω treten im Kutzbach-Plan als Winkel auf. Sie können durch die Maßstabsgröße h als Strecke dargestellt werden $\overline{\omega} = h \cdot \tan \omega$

Die Umfangsgeschwindigkeit v_A gehört zu Sonnen- und Planetenrad, v_B zu Hohl- und Planetenrad. Sind zwei Umfangsgeschwindigkeiten bzw. Drehzahlen für zwei Zentralwellen bekannt, so ergibt sich daraus die dritte.

Die mit O, B, C, A gekennzeichneten Senkrechten sind die Bezugslinien für die Fälle: Kein Glied fest, B fest, C fest, A fest

c) Die Drehmomente, die von außen an den Zentralwellen angreifen, verhalten sich zueinander wie die spezifischen Momente (in Betrag und Vorzeichen),

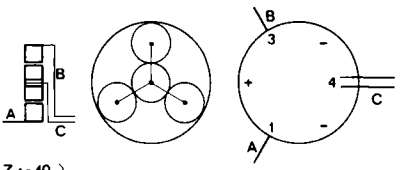
d) In zusammengesetzten Getrieben muß für jede äußere Welle die Summe der Momente Null sein (Bild 13d)).

Da Fahrzeuggetriebe immer mehrere Vorwärts- und einen Rückwärtsgang benötigen, sind zusammengesetzte Planetengetriebe nötig.

Symbole:
Planetensatz ○
Summenwelle ═
Differenzwelle ——
Stegwelle ragt in den Kreis
gegenüber der Summenwelle steht +
gegenüber den Differenzwellen steht –

Die Vorzeichen geben an, daß das Moment beim Übergang von einer Differenz – zur Summenwelle, oder umgekehrt, das Vorzeichen wechselt, beim Übergang von Differenz zu Differenzwelle nicht. Sie können gleichzeitig als Vorzeichen der spezifischen Momente aufgefaßt werden.

Beispiel: Einfacher Planetensatz
Steg ist Summenwelle



$Z_A = 40$, $Z_B = 120$ } gemeinsamer Faktor = 40

Daher sind spezifische Momente
bei A: a = –1
bei B: b = –3
bei C: Summenwelle, a+b+c = 0
c = 4

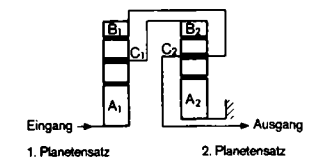
Standgetriebe:

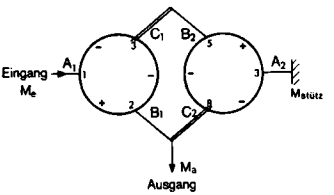
$$\frac{M_C}{M_A} = -\frac{\omega_A}{\omega_C}\,B = -4$$

$$\frac{M_C}{M_B} = -\frac{\omega_B}{\omega_C}\,A = -\frac{4}{3}$$

$$\frac{M_A}{M_B} = -\frac{\omega_B}{\omega_A}\,C = \frac{1}{3}$$

Bild 13c) Wolf'sches Schema zur leichten Ermittlung der Drehmomentverhältnisse in Plantengetrieben





Beispiel:
$Z_{A_1} = 30$
$Z_{B_1} = Z_{B_2} = 60$
$Z_{A_2} = 36$

	Gemeinsamer Faktor	Spezifische Momente
Satz 1	30	$a_1 = -1,\ b_1 = -2,\ c_1 = 3$
Satz 2	12	$a_2 = -3,\ b_2 = -5,\ c_2 = 8$

$M_e = +1$ gewählt

$M_{A_1} = -M_e = -1$ nach d) (siehe Text)

$M_{B_1} = M_{A_1} \cdot \frac{b_1}{a_1} = (-1)\frac{(-2)}{(-1)} = -2$ nach a) und b)

$M_{C_1} = M_{A_1} \cdot \frac{c_1}{a_1} = (-1)\frac{3}{(-1)} = +3$ nach a) und b)

$M_{B_2} = -M_{C_1} = -3$ nach d)

$M_{C_2} = M_{B_2} \cdot \frac{c_2}{b_2} = (-3)\frac{8}{(-5)} = +\frac{24}{5}$ nach a) und b)

$M_{A_2} = M_{B_2} \cdot \frac{a_2}{b_2} = (-3)\frac{(-3)}{(-5)} = -\frac{9}{5}$ nach a) und b)

$M_{stütz} = -M_{A_2} = +\frac{9}{5}$ nach d)

$M_a + M_{B_1} + M_{C_2} = 0$ nach d)

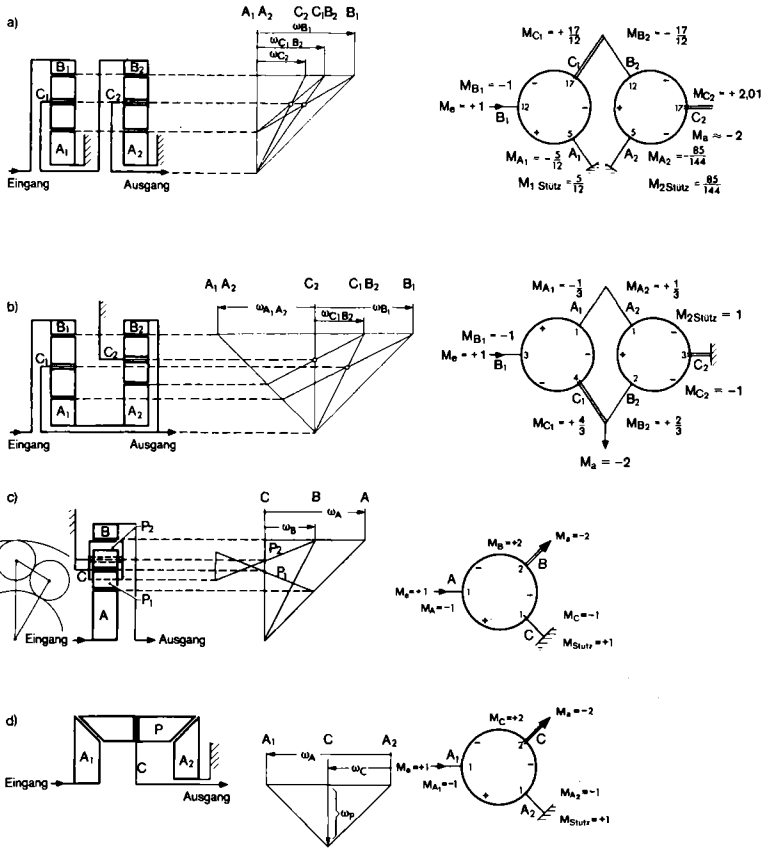
$M_a = +2 - \frac{24}{5} = -\frac{14}{5}$

$$\boxed{\frac{M_a}{M_e} = -\frac{14}{5} = -2{,}8 = -\frac{\omega_e}{\omega_a}\,A_2}$$

Bild 13d) Wolf'sches Schema für Koppelgetriebe.
Jeder Kreis stellt einen Planetensatz dar, die 3 Zentralwellen sind radiale Striche an den Kreisen. Wellen, die bei mehreren Planetensätzen miteinander verbunden sind, sind auch im Schema verbunden

Oft gibt es für die gleiche Aufgabe mehrere Lösungen; dann bestimmen Aufwand und Wirkungsgrad die Auswahl.

Der Wirkungsgrad von Planetensätzen ist besser als der von Standgetrieben, wenn die Wälzgeschwindigkeiten an den Zahneingriffen kleiner sind als beim Standgetriebe (immer dann, wenn der Steg im gleichen Drehsinn wie die Zentralräder umläuft). Es gibt aber auch Anordnungen mit hoher Wälz- oder Umlaufleistung, die schlechte Wirkungsgrade haben.



a) Hintereinanderschaltung von 2 Planetensätzen mit der Übersetzung $i = \sqrt{2}$
b) Koppelgetriebe (Simpson-Satz)
c) Getriebekette (Ravigneaux-Satz)
d) Kegelradsatz

Bild 13e) Beispiele für die Möglichkeiten von Planetengetrieben, dargestellt an der Übersetzung i = 2.

Um die Variationsmöglichkeiten zu demonstrieren, die Planetengetriebe bieten, soll als Beispiel die Übersetzung $i = -\frac{M_a}{M_e} = 2$ auf vier verschiedene Arten erzeugt werden (Bild 13e)).

Planetengetriebe werden vor allem in automatischen Fahrzeuggetrieben benutzt, da sie besondere Vorteile für die Durchführung der Zugkraftschaltung und die Anordnung der Reibelemente (Kupplungen, Bremsen) bieten.

Im folgenden Abschnitt werden viele Anwendungsbeispiele gezeigt.

8 Automatische Fahrzeuggetriebe

Die Bedienung von Kupplung und Schalthebel bereitet nicht nur dem Führerscheinanwärter Schwierigkeiten, sondern stellt bei dichtem Verkehr eine Belastung für jeden Fahrer dar. Daher führen sich automatische Getriebe zunehmend ein. In den USA wurden 1975 92%, in der Bundesrepublik etwa 15% aller PKW mit Automat ausgerüstet. Bei diesen Getrieben muß nicht nur der Anfahrvorgang, sondern auch der Wechsel der Gänge, ohne Zugkraftunterbrechung, vollautomatisch ablaufen.

81 Merkmale automatischer Getriebe

Zur Lösung der Probleme der Getriebeautomatisierung werden heute, nach Versuchen in vielerlei Richtungen, Standardlösungen international eingesetzt (vgl. 85). Im Detail sind Unterschiede geblieben.

Problem	Übliche Lösung
Anfahren:	Föttinger-Wandler (seltener Kupplung) (vgl. 54)
Stufenweise Drehmomentwandlung:	Planetengetriebe (vgl. 7)
Gangwechsel:	Automatisch unter Zugkraft (vgl. 82)
Schaltelemente:	Lamellenkupplungen und -bremsen, Bandbremsen, Freiläufe (vgl. 83)
Servokraft:	Öldruck (vgl. 841)
Getriebesteuerung:	Hydraulisch, Steuerventile und Leitungen für Schaltprogramm und Zugkraftschaltung in halbintegrierter Bauweise, vereinzelt elektronisch (vgl. 84)
Bedienung:	Wählhebel für Fahrbereiche und Gaspedal
Wagensicherung beim Abstellen:	Parksperre
Wärmeabfuhr:	Öl-Wasser-Wärmetauscher oder Luftkühlung

82 Zugkraftschaltung

Da der Fahrer den Zeitpunkt einer Getriebeschaltung nicht mehr selbst bestimmt, muß die Zugkraft während einer Schaltung erhalten bleiben (Zugkraftschaltung) und der Übergang von einem Gang zum anderen, der mit einer Drehmomentänderung verbunden ist, kontinuierlich und ohne Stoß erfolgen.

821 Hochschaltung unter Gas

Bei der Zugkrafthochschaltung wird die Motordrehzahl vermindert. Dabei wird Energie aus den rotierenden Massen des Motors zur Beschleunigung des Fahrzeugs gewonnen. Da die hydraulische Betätigung der Schaltelemente einige Zehntel Sekunden dauert, muß bei Schaltkommando nicht nur das Öl zum neuen Schaltelement zugeschaltet werden, sondern auch das alte noch so lange eingeschaltet bleiben, bis das Schaltelement des neuen Gangs einsatzbereit ist (sonst geht der Motor durch)! Das richtige Lösen des bisherigen Schaltelements geschieht von selbst, wenn Freiläufe benutzt werden. Da aber sowohl in den Gängen mit dem Motor gebremst werden soll (Schub), als auch die Getriebe eine Leergangstellung brauchen, müssen

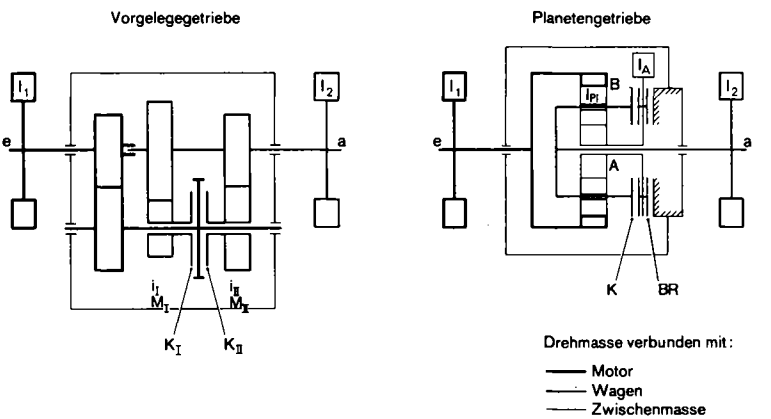


Bild 14a) Getriebeschemata zur Erklärung der Zugkraftschaltung a) Ergänzungen: e = Eingangswelle, a = Ausgangswelle, I_1 = Drehmasse der Eingangsseite, I_2 = Drehmasse der Ausgangsseite, I_{Pl} = Drehmasse der Planetenräder, I_A = Drehmasse des Sonnenrades, i_I = Übersetzung 1. Gang, i_{II} = Übersetzung 2. Gang, M_I = Drehmoment von Kupplung I, M_{II} = Drehmoment von Kupplung II, K_I = Kupplung 1. Gang, K_{II} = Kupplung 2. Gang, K = Kupplung, BR = Bremse, A = Sonnenrad, B = Hohlrad.

Freiläufe sowohl in Freilaufrichtung überbrückbar, als auch in Faßrichtung lösbar gemacht werden. Wegen des zusätzlichen Aufwands befinden sich Freiläufe trotz der Schaltvorteile nur an besonders geeigneten Stellen einiger Konstruktionen.

Im allgemeinen wird die hydraulische Steuerung der Zu- und Abschaltung der Schaltelemente bevorzugt.

Der Beschreibung des Gangwechsels mit Zugkraft wird zur Vereinfachung ein Zweigang-Vorgelegegetriebe (Bild 14a, links) zugrunde gelegt, weil an ihm das Prinzipielle einfacher überschaubar ist. Bei Planetengetrieben (Bild 14a, rechts) sind die Verhältnisse etwas verwickelter, weil innerhalb eines Planetensatzes noch Zwischenmassen beschleunigt bzw. verzögert werden. Diese Unterschiede, die nicht sehr groß sind, verbessern den Gangwechsel.

Bild 14b zeigt über der Zeit schematisch die Schließkräfte für die Kupplungen K_I und K_{II}, sowie die Drehzahlen, Momente und Leistungen bei einer Zugkrafthochschaltung. Die Fahrzeuggeschwindigkeit (ω_a) ist während der Schaltung konstant angenommen.

Punkt A: Schaltkommando, Kupplung II beginnt zu füllen. Übertragungsfähigkeit M_{KI} von Kupplung I bleibt erhalten. M_{KI} und M_{KII} sind die in jedem Augenblick maximal möglichen Momente. Solange eine Kupplung nicht rutscht, besteht ein Unterschied zu den tatsächlich übertragenen Momenten M_I und M_{II},

Punkt B: Kupplung II beginnt zu fassen. M_{KII} bestimmt M_{II}, beide steigen. M_I fällt, obwohl M_{KI} konstant bleibt, (Kupplung bleibt gefaßt).

Punkt C: Kupplung II kann jetzt Motordrehmoment $M_e = 1$ übernehmen. M_I ist Null geworden, obwohl K_I zugeschaltet bleibt,

Punkt D: Kupplung II voll erregt. Übertragungsfähigkeit muß größer sein, als das Eingangsmoment, damit die Drehzahl des Motors vermindert wird, hier $1{,}25 \cdot M_e$. Drehmoment M_I negativ.

Punkt E: Kupplung I wird abgeschaltet. $M_{KI} = 0$, $M_I = 0$. Wichtig: Auch wenn zwei Schaltelemente voll erregt sind, kein Blokkieren des Getriebes, sondern nur eine Minderung des Ausgangsmoments (und Wärmeentwicklung an der rutschenden Kupplung!). Zur Verdeutlichung ist bewußt eine lange Überschneidung der Einschaltzeiten beider Kupplungen dargestellt.

Die Zeit B–D ist in Wirklichkeit sehr kurz, die Zeit D–E wird so weit wie möglich verkürzt, um die Verluste klein zu halten. Bei E beginnt der eigentliche Schaltvorgang. Die Motordrehzahl sinkt, das Ausgangsmoment ist erhöht.

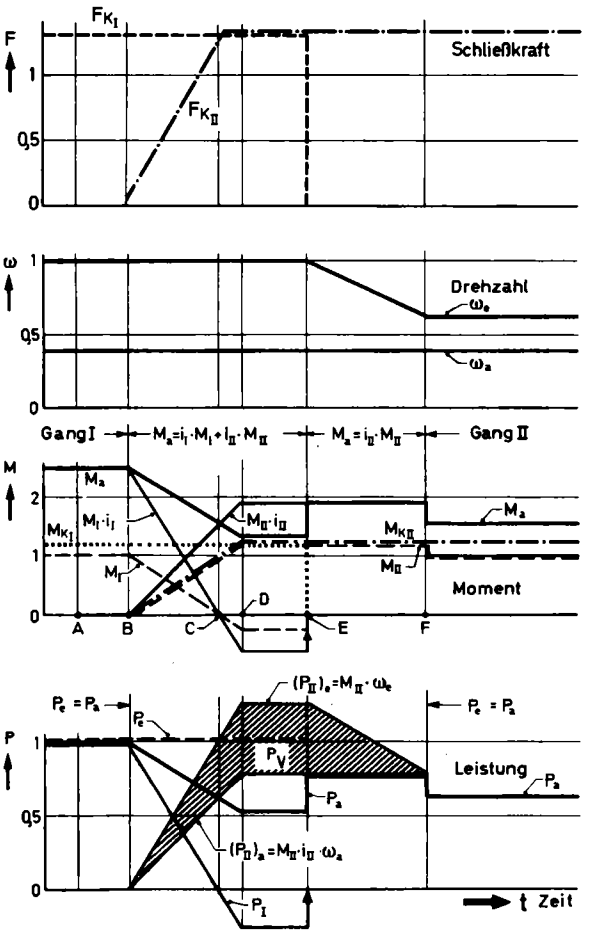


Bild 14b) Hochschaltung mit Zugkraft für Vorgelegegetriebe F = Schließkraft von Kupplung I und II, ω = Drehzahl, M = Drehmoment, P = Leistungen der Wellen nach Bild 14a links, P_V = Verlustleistung, andere Bezeichnungen wie Bild 14a;

Punkt F: Schaltende, kein Schlupf mehr in Kupplung II. Motordrehzahl entspricht neuer Übersetzung. Ausgangsmoment jetzt auf dem Wert, der der Motorleistung entspricht.

Bild 14c zeigt die Oszillographenspur einer Zugkrafthochschaltung für ein Planetengetriebe.

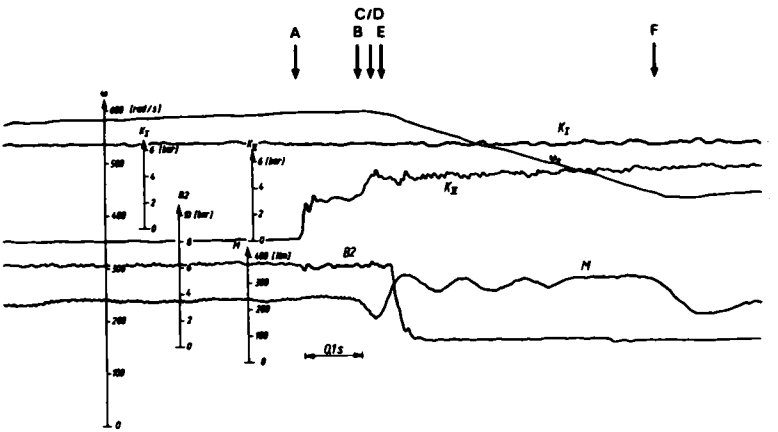


Bild 14c) Oszillogramm einer Hochschaltung für Planetengetriebe K_I = Arbeitsdruck, K_{II} = Druck in Kupplung II, B_2 = Druck am Bremsband 2, M = Drehmoment, Zeitpunkte A, B, C, D, E, F wie auf Bild 14c, ω_e = Drehzahlen der Eingangswelle;

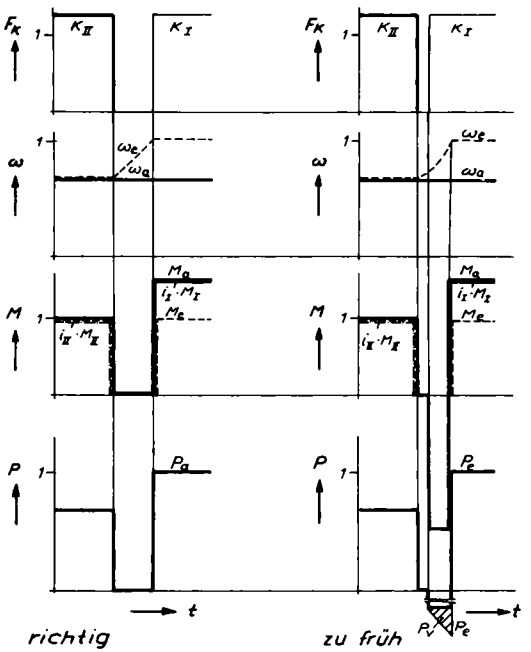
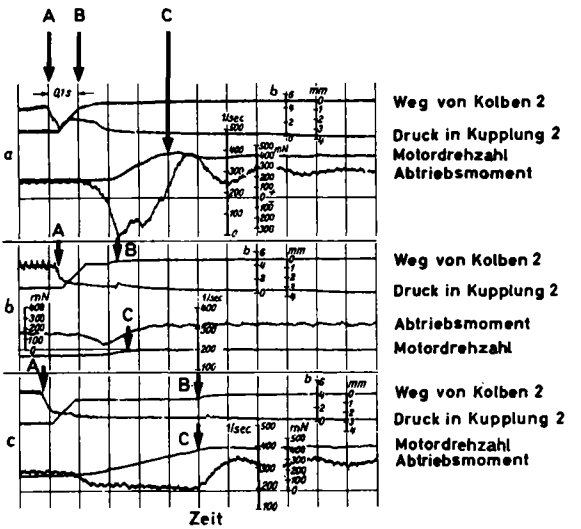


Bild 14d) Rückschaltung unter Gas für Vorgelegegetriebe, schematisch; Bezeichnung wie Bild 14b, Links Kupplung K_I faßt richtig, rechts K_I faßt zu früh.

822 Rückschaltung unter Gas

Die Motordrehzahl muß während der Schaltung zunehmen. Da der Motor zur Eigenbeschleunigung einen Teil seiner Leistung selbst verbraucht, kann die Zugkraft nicht voll erhalten bleiben. Bei Schaltkommando wird daher das Schaltelement des alten (oberen) Ganges weitgehend gelöst. Das Schaltelement des neuen (unteren) Ganges muß genau in dem Augenblick fassen, in dem dort die Relativdrehzahl Null ist (bei Planetengetrieben heißt das meist, daß eine Welle in diesem Augenblick die Drehrichtung wechselt, also steht).

Bild 14d links zeigt schematisch den Drehzahl- und Drehmomentverlauf, wenn zunächst das bisherige Schaltelement ganz abgeschaltet wird, bis der Motor unter Gas die neue Drehzahl erreicht. Dann muß



Bremsband - Betätigung

a zu frühes fassen

b richtiges fassen bei kleiner Fahrgeschwindigkeit

c richtiges fassen bei großer Fahrgeschwindigkeit

A Lösen des bisherigen Ganges

B Fassen des neuen Schaltelementes

C Drehzahl des Motors entsprechend Gangsprung erhöht

Bild 14e) Oszillogramm von Rückschaltungen für Planetengetriebe 4./3. Gang

das neue Schaltelement fassen. Die Zeit, die der Motor zur Eigenbeschleunigung braucht, hängt von dessen Schwungmassen, vom Gangsprung und von der Fahrgeschwindigkeit ab. Da die Rückschaltung sowohl bei kleiner als auch bei großer Fahrgeschwindigkeit stattfinden kann, ist die Zeit, bis zu der der Motor die neue Drehzahl erreicht hat, sehr verschieden; eine Zeitabstimmung allein reicht meist nicht aus.

Wird das Schaltelement des neuen Ganges zu früh geschlossen (Bild 14d rechts), dann reißt der Wagen den Motor hoch und wird dabei verzögert. Daher das sehr starke negative Drehmoment, das bei Drehzahlgleichheit am Schaltelement selbständig nach Positiv umschlägt; Schaltung sehr schlecht. Bild 14e zeigt die entsprechende Oszillographenspur eines Planetengetriebes.

Bei der Rückschaltung ohne Gas muß die Motordrehzahl durch den Antrieb des Fahrzeugs gehoben werden. Dazu muß das neue Schaltelement schon bei Schaltkommando geschlossen werden, aber mit wenig Servokraft, damit die Wagenverzögerung klein bleibt.

83 Schaltelemente

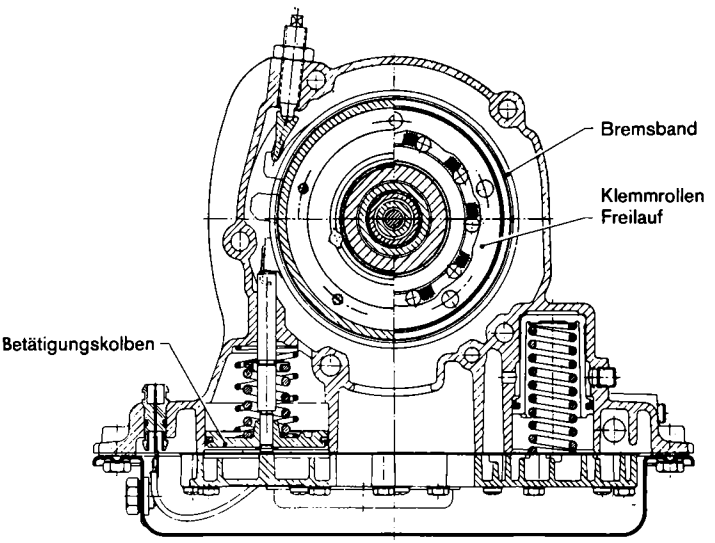


Bild 14f) Elemente zur Zugkraftschaltung von automatischen Getrieben: Bandbremse und Freilauf, VW

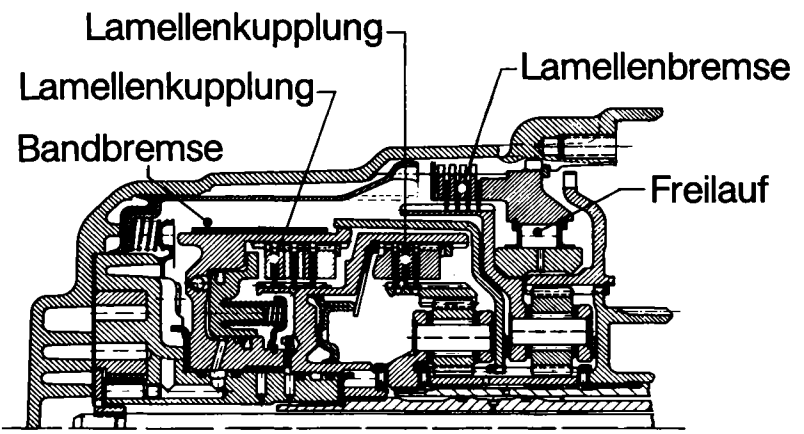


Bild 14g) Elemente zur Zugkraftschaltung von automatischen Getrieben: Lamellenbremse, Lamellenkupplung, Bremsband, Freilauf, VW

Zur Betätigung der einzelnen Gänge dienen Freiläufe, Lamellenkupplungen, Lamellenbremsen oder Bandbremsen. Für Lamelleneinheiten gilt:

$$M = R_m \cdot f \cdot F_A \cdot z.$$

Da bei Lamelleneinheiten die Zahl z der Scheiben verändert werden kann, ist dort eine – stufenweise – Anpassung an unterschiedliche Motordrehmomente leicht durchführbar. Lamelleneinheiten haben eine hohe spezifische Leistung, kleines Trägheitsmoment und selbsttätige Nachstellung. Die Drehmomentübertragung ist in beiden Drehrichtungen gleich.

Für Bandbremsen gilt:

$$M = R_m \cdot F_A \cdot (e^{\pm f \cdot \alpha} - 1).$$

Vorzeichen ändert sich mit Drehrichtung.

Bandbremsen haben einen Eigenservoeffekt, der bei Einfachumschlingung ($\alpha \approx 2\pi$) die Kräfte des Betätigungskolbens am Widerlager je nach Drehrichtung verdoppelt oder halbiert. Diese Eigenschaft erleichtert die Schaltungen.

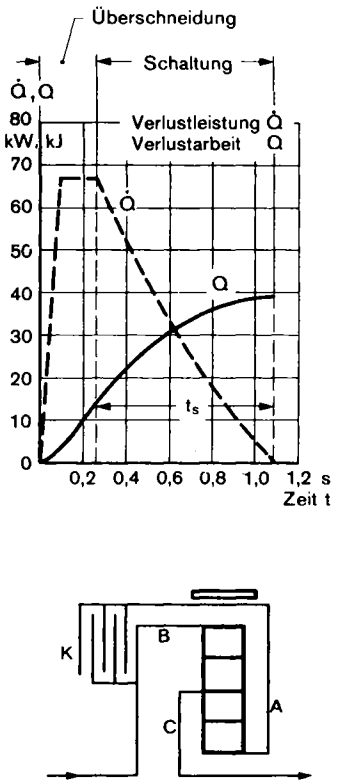
Bandbremsen sind ausgesprochen raumsparend, wenn die Trommel um andere Glieder des Getriebes herumgebaut werden kann. Die Anpassung an Motoren verschiedener Leistung ist schwieriger.

Bei Kupplungen muß der Arbeitsöldruck vom ruhenden Gehäuse über Ringdichtungen (meist Grauguß-Kolbenringe) auf den rotierenden Zylinder übertragen werden.

In den Schaltelementen arbeiten Reibbeläge gegen Stahl. Zur Reduzierung der Abnützung und für weiches Fassen sind besondere Reibbeläge für den Lauf in Öl entwickelt worden.

In automatischen Fahrzeuggetrieben hat sich heute ein Papierreibbelag durchgesetzt, $0{,}1 < f < 0{,}12$, der eine hohe Lebensdauer gewährleistet und weich faßt. Die zulässige spezifische Verlustarbeit (Wärme) liegt meist unter 0,7 J/mm², die zulässige spezifische Pressung für Zugkraftschaltungen unter 10 bar, für Schaltungen ohne Drehzahldifferenz bis 40 bar. Jede Zugkraftschaltung erzeugt Verlustarbeit bzw. Wärme von der Größe

$$Q = \frac{1}{2} \cdot M_e \cdot \omega_{eo} \cdot \left(1 - \frac{i_x}{i_{(x-1)}}\right) \cdot t_s + \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega_{eo}^2 \left(1 - \frac{i_x}{i_{(x-1)}}\right)^2 \cdot$$



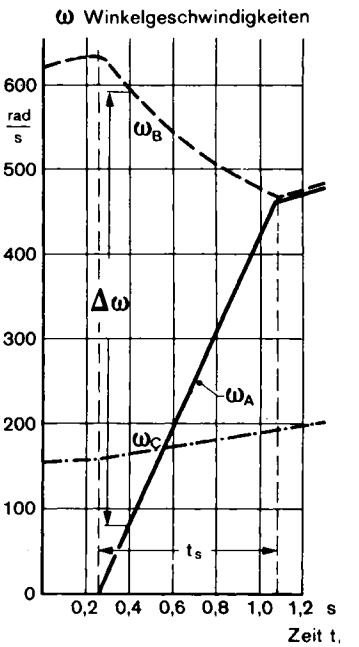


Bild 14h) Hochschaltung mit Zugkraft, Planetensatz, Verlauf der Winkelgeschwindigkeiten und der Verlustarbeit und Verlustleistung Q̇ in Kupplung K über der Zeit [42]

Einflußgrößen sind neben dem Motormoment M_e und dem Drehzahlniveau ω_{e0} der Gangsprung $\frac{i_x}{i_{(x-1)}}$, die Schaltzeit t_s und das Trägheitsmoment J der rotierenden Massen, die bei einer Schaltung ihre Drehzahl ändern.

Der erste Summand ist die Wärme, die durch die Übertragung des Motormoments bei Schlupf entsteht (von Schaltzeit t_s abhängig). Er hat meist den drei- bis vierfachen Betrag des zweiten Summanden, der durch die Änderung der Drehzahl der rotierenden Massen entsteht (von Schaltzeit unabhängig). Besonders wichtig ist das Trägheitsmoment der rotierenden Massen J, weil es einerseits die Schaltzeit t_s, andererseits aber auch die Änderung der kinetischen Energie bestimmt. Übliche Schaltzeiten $0{,}4 < t_s < 0{,}8$ sec.

Bild 14h zeigt für eine Hochschaltung über der Zeit

a) Drehzahländerung der Wellen eines Planetensatzes,
b) die in den Lamellen entstehende Verlustleistung $\dot{Q}$,
c) die Verlustarbeit (Wärmemenge) Q.

Wichtig für die Haltbarkeit der Reibbeläge ist die maximale Temperatur am Reibbelag, die nicht nur vom Temperaturanstieg während einer Schaltung, sondern auch von der Abkühlungsgeschwindigkeit nach den Schaltungen beeinflußt wird. Wegen der endlichen Wärmeleitgeschwindigkeit im Stahl steigt ab einer bestimmten Lamellendicke die Spitzentemperatur über die mittlere Temperatur. Bild 14i zeigt

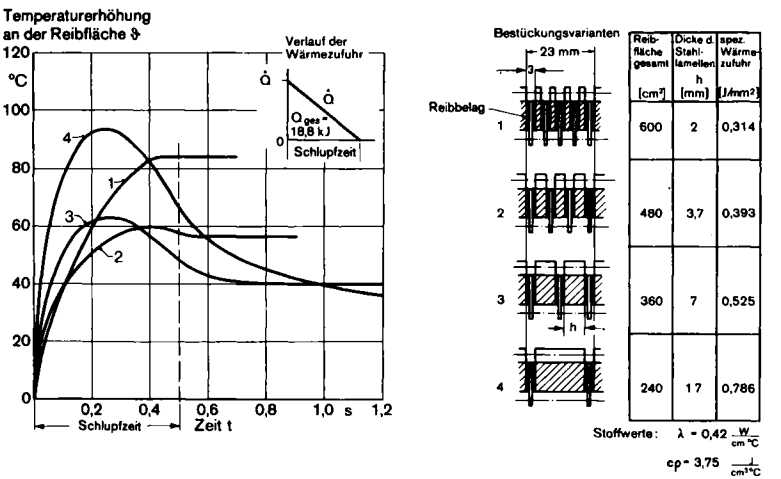


Bild 14i) Temperaturerhöhung an den Reibflächen bei unterschiedlicher Lamellenbestückung, aber gleichen Lastbedingungen und Einbaumaßen [42]

den Temperaturverlauf über der Zeit für Lamellenpakete unterschiedlicher Aufteilung, bei jeweils gleicher Wärmezufuhr und gleichem Einbauraum. Ausführung 2 ist die beste Lösung.

84 Getriebesteuerung

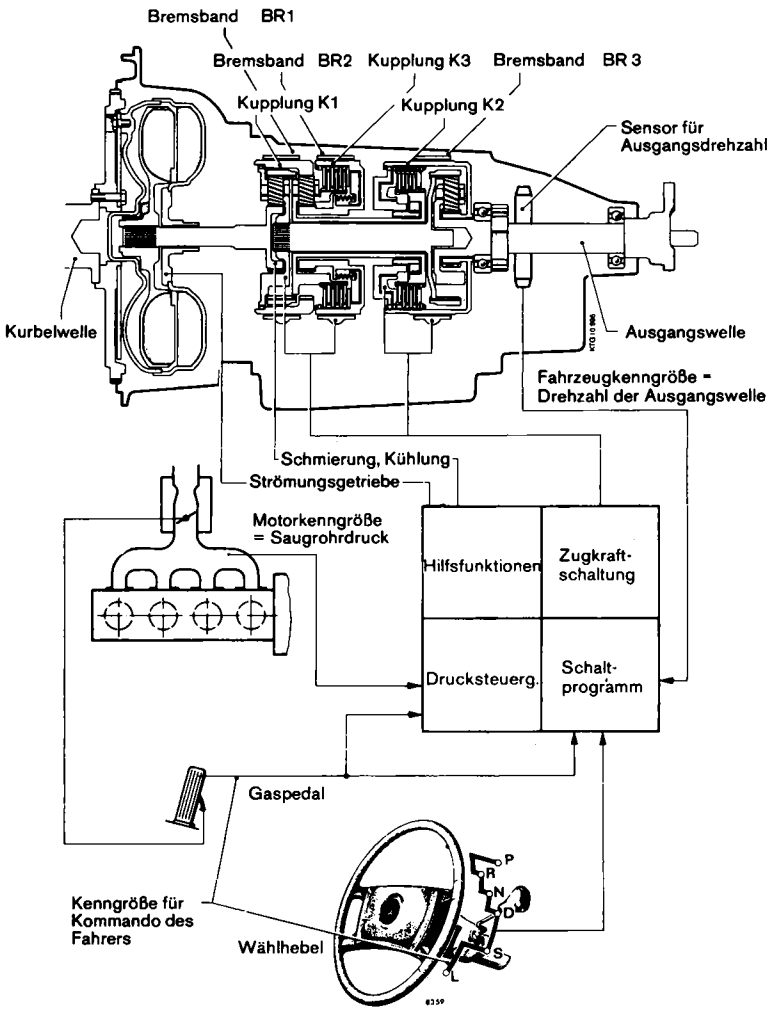


Bild 15a) Aufgaben der Steuerung automatischer Getriebe [41]

Aufgaben:

a) Steuerung des Übertragungsmomentes der einzelnen Schaltelemente proportional zum Motordrehmoment (Drucksteuerung),
b) Steuerung des Gangwechsels unter Zugkraft (Zugkraftschaltung),
c) Steuerung des Schaltprogramms,
d) Hilfsfunktionen (Schmierung, Kühlung, Wandlerdruck).

Da bisher nur hydrostatisch betätigte Servoelemente brauchbar sind, hat sich auch die hydraulische Steuerung durchgesetzt: Einzelne Versuche mit elektronischen Steuerungen werden gemacht.

Im folgenden wird nur die hydraulische Steuerung behandelt:

841 Getriebeöl

Eines der wichtigsten Maschinenelemente in automatischen Getrieben ist das Öl, heute eine Spezialentwicklung – ATF (Automatic Transmission Fluid) – mit folgenden Funktionen:

a) Medium zur Leistungsübertragung im Strömungsgetriebe: hier sind hohe Dichte und kleine Viskosität erwünscht,

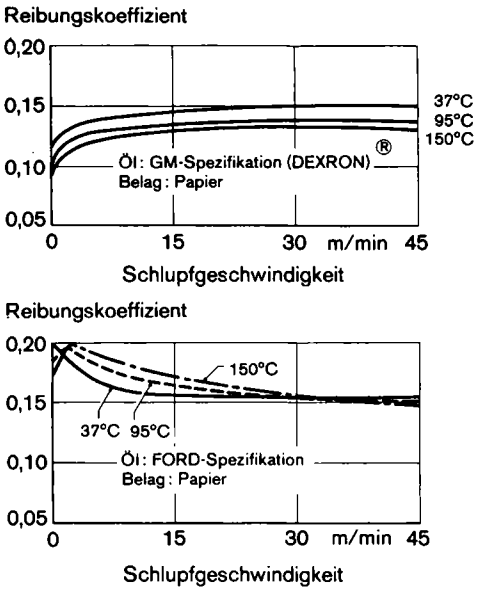


Bild 15b) Einfluß der Ölart auf den Reibwert in Abhängigkeit von Gleitgeschwindigkeit und Temperatur [43]

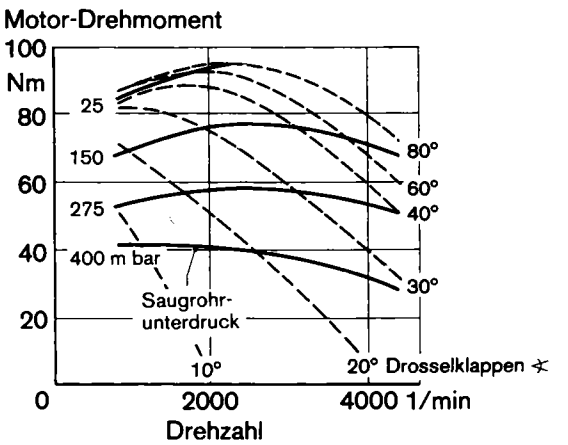
b) Medium zur Erzeugung hydrostatischer Kräfte an den Schaltelementen: soll möglichst inkompressibel sein,
c) Medium zur Beeinflussung des Reibwertes während der Zugkraftschaltung: möglichst kein Anstieg bei abnehmendem Schlupf,
d) Informationsträger für die Steuerung,
e) Schmiermittel für Lager und Zahnräder: Druckfestigkeit,
f) Medium zur Wärmeabfuhr.

Der Arbeitsbereich geht von −40° bis +150°C. Während Hochschaltungen liegen die Temperaturen an den Reibflächen momentan noch höher. Oxydationsstabilität bestimmt die Lebensdauer und die Ölwechselintervalle (über 100.000 km angestrebt).

Reibwertadditive beeinflussen den Verlauf des Reibwertes f über dem Schlupf (Bild 15 b). Der GM-Verlauf ergibt weiche Schaltung ohne stick-slip. Der Reibwert sinkt aber mit wachsender Öltemperatur. Ford-Charakteristik erschwert gute Übergänge, stick-slip-empfindlicher, gibt aber höheren Reibwert bei höherer Temperatur.

842 Steuerung des Öldrucks

Der Öldruck, in einer mit Motordrehzahl laufenden Zahnradpumpe (meist innenverzahnt mit Mondsichel) erzeugt, wird möglichst pro-



Saugrohrunterdruck [mbar]	400	275	150	25
Öldruck [bar]	3	4	5	6

Bild 15 c) Steuerung des Öldrucks, abhängig vom Motormoment

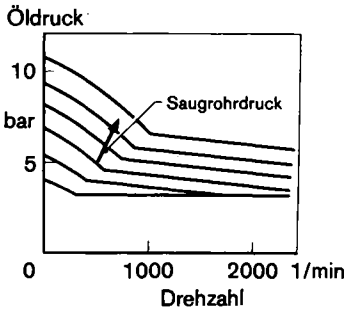


Bild 15 d) Steuerung des Öldrucks, abhängig vom Turbinenmoment

portional zum Motormoment (Bild 15 c), bei Getrieben mit hydrodynamischem Wandler möglichst proportional zum Turbinenmoment (Bild 15 d, vergleiche mit Bild 7 k) gesteuert. Er kann in einzelnen Gängen noch proportional zum Gangsprung erhöht werden, z. B. im ersten und im Rückwärtsgang. Da das Motormoment nur schwer gemessen werden kann, dienen beim Ottomotor der Saugrohrdruck, beim Dieselmotor die Regelstangenstellung als angenäherte Hilfsgrößen. Sie werden über ein Ventil in einen proportionalen Öldruck verwandelt. Zum Bremsen mit dem Motor darf ein Minimaldruck nicht unterschritten werden. Der Wandlereinfluß wird entweder direkt über das Reaktionsmoment des Leitrades oder indirekt durch den Reglerdruck erfaßt.

843 Steuerung des Gangwechsels

Hochschaltung:

Das Schaltelement des alten Ganges wird erst gelöst, wenn das Ansteigen des Drucks im neuen Schaltelement nach der Füllperiode (Totzeit) dessen Arbeitsbereitschaft anzeigt. Um den Übergang weich zu machen, werden häufig Aufnehmer eingesetzt, die ein Zeitglied der Druckänderung darstellen. Bei Getrieben mit Bremsbändern kann auch der Lösevorgang der Bremsbandkolben als Zeitglied benutzt werden.

Rückschaltung:

Wenn keine Freiläufe eingesetzt sind, wird häufig ein Verzögerungsglied benutzt, welches in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit das Fassen des neuen Schaltelements steuert.

844 Schaltprogramm, Bild 15 e

Die Lage der Hochschaltlinie im Kennfeld wird den Linien günstigsten Kraftstoffverbrauchs angenähert. Um Schaltpendeln zu vermeiden,

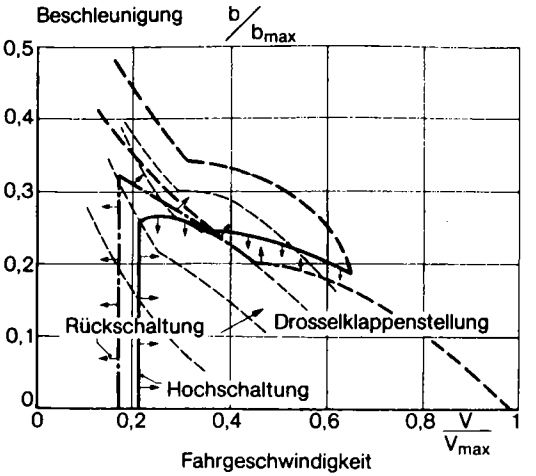


Bild 15 e) Hoch- und Rückschaltlinien für die Schaltung 2./3. Gang bei einem Dreigang-Getriebe

wird nur bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten automatisch zurückgeschaltet. Durch Durchtreten des Gaspedals über Vollgas nach Übergas (Kick-down) kann aber jederzeit der untere Gang geholt werden.

Da die Größe des Motordrehmoments bzw. die Stellung des Gaspedals als Beschleunigungswunsch des Fahrers verstanden werden, gilt: Je mehr Gas gegeben wird, um so höher liegt die Motordrehzahl, bei der hochgeschaltet wird.

Zur Steuerung des Schaltzeitpunkts werden mehrere Größen verknüpft:

a) Wunsch des Fahrers: Gas- und Wählhebelstellung,
b) Zustand des Wagens: Fahrgeschwindigkeit bzw. Drehzahl der Getriebeabtriebswelle,
c) Zustand des Motors: Erfassung des Motordrehmoments bzw. Motorsaugrohrdrucks.

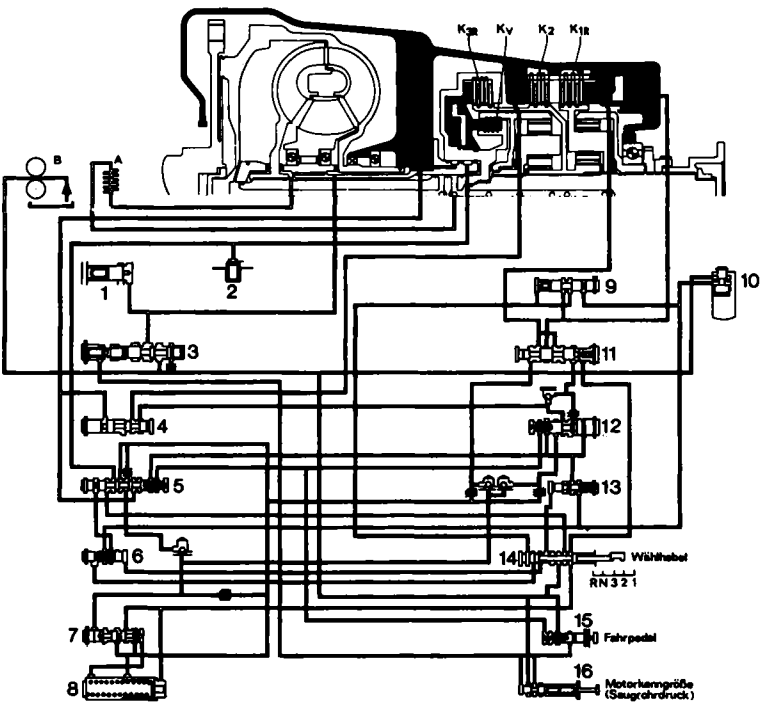
Alle Größen werden in Öldrücke umgesetzt. Fahrgeschwindigkeit und Gaspedalstellung arbeiten an den Kommandoventilen gegeneinander, so daß eine hohe Gaspedalstellung eine hohe Fahrgeschwindigkeit erfordert, um das Kommandoventil umzuschalten.

Bild 15 f zeigt für ein Dreigang-Getriebe die Steuerventile.

Alle Ventile und Verbindungen sind halbintegriert in Alu-Druckguß oder Grauguß-Schaltplatten untergebracht (Bild 15 g).

Zwischenbleche decken die Kanäle ab und haben nur dort eine Öffnung, wo eine Verbindung hergestellt werden soll.

Da jedes Schaltprogramm nur für bestimmte Fahrzustände optimal sein kann, stehen dem Fahrer im allgemeinen mehrere Vorwärts-



A Ölkühler

B Ölpumpe

1 Regelventil Wandlerdruck

2 Überdruckventil Schmierung

3 Regelventil Arbeitsdruck

4 Schaltventil Bremse K_2

5 Kommandoventil 2–3

6 Rückschaltbegrenzungsventil 3–2

7 Regelventil Zentralaufnehmer

8 Zentralaufnehmer

9 Sperrventil Rückwärtsgang

10 Regelventil Reglerdruck

11 Schaltventil Bremse K_{1R}

12 Kommandoventil 1–2

13 Rückschaltbegrenzungsventil 2–1

14 Wählventil

15 Druckregelventil Übergas

16 Regelventil Modulierdruck

Bild 15 f) Vereinfachter Schaltplan eines automatischen Dreigang-Getriebes, DB

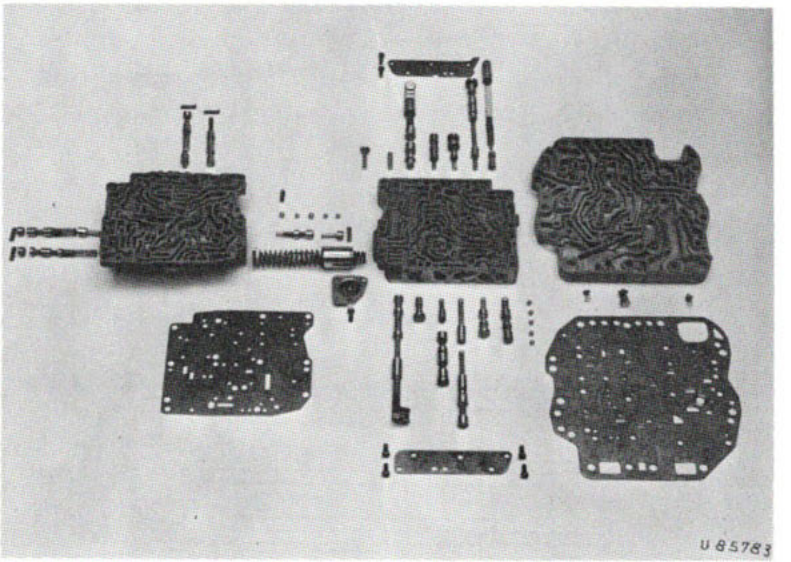


Bild 15 g) Schaltplatte, Mercedes-Benz PKW

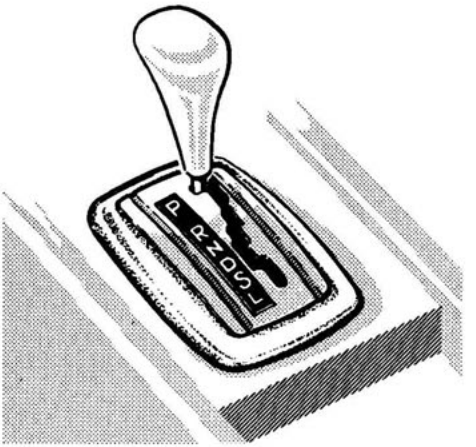


Bild 15 h) Wählhebel für Wandler-Automatik, Mittelschaltung, Mercedes-Benz PKW

fahrprogramme zur Verfügung, die, ebenso wie der Rückwärtsgang, über den Wählhebel vom Fahrer eingestellt werden. Bild 15h zeigt einen solchen Wählhebel (Mercedes-Benz-Automatik) mit den Positionen:

P = „Parken"
Bei Stillstand sind An- und Abtrieb getrennt. Zur Sicherung des Fahrzeugs kann die Abtriebswelle durch eine Klinkensperre von Hand verriegelt werden. In dieser Stellung kann der Motor angelassen werden,

R = „Rückwärtsgang",

N = „Leergang", „Neutral",
Motor und Fahrzeug sind getrennt. Der Motor kann angelassen werden,

D = „Direkt" oder „Drive",
Normale Vorwärtsfahrstellung. Alle Gänge werden durchgeschaltet,

S = „Steigung" oder „Stark" (Superperformance),
Das Getriebe schaltet nicht mehr den obersten Gang. Das ist eine bevorzugte Fahrstellung im Mittelgebirge,

L = „Last", „Low",
Das Getriebe bleibt im ersten oder in den unteren Gängen. Bevorzugte Fahrstellung im Hochgebirge.

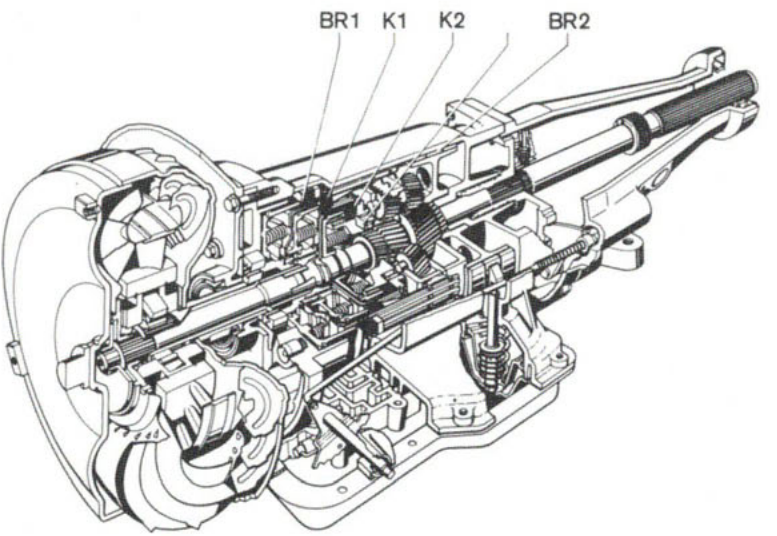
Für die Bezeichnung der einzelnen Fahrbereiche hat sich noch keine einheitliche Regelung ergeben. Für die Vorwärtsfahrbereiche werden oft auch Zahlen verwendet. Die Stellungen „P" und „R" sind immer mechanisch, häufig auch hydraulisch, so verriegelt, daß Fehlschaltungen vermieden sind.

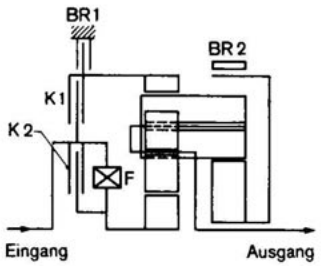
85 Beispiele automatischer Getriebe

Die Bilder 16a bis 16f zeigen eine Auswahl typischer Dreigang-Automaten für PKW; die Bilder 16g bis 16i einige Viergang-Automaten für PKW. Schließlich sind in den Bildern 16j bis 16l auch Automatikgetriebe für Nutzfahrzeuge gezeigt.

Alle Getriebe bestehen aus einem Strömungswandler und einem Planetengetriebe mit unterschiedlicher Gangzahl und Anordnung. Die Steuerung ist immer hydraulisch. Einzelheiten sind in den Bildunterschriften erläutert.

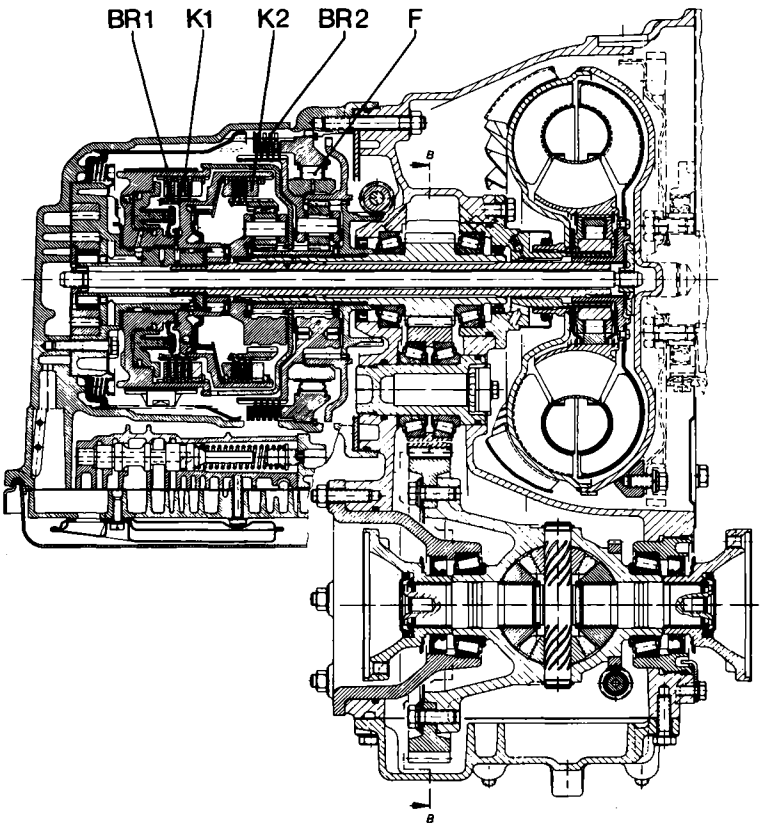
Ab hier folgen je Seite die Abbildungen 16a – 16m.

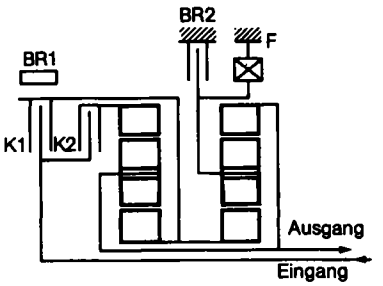




Gang	K1	K2	BR1	BR2	F	Übersetzung
I		O		O	O	2,40
II	O			O		1,48
III	O	O				1,00
R		O	O			-1,92

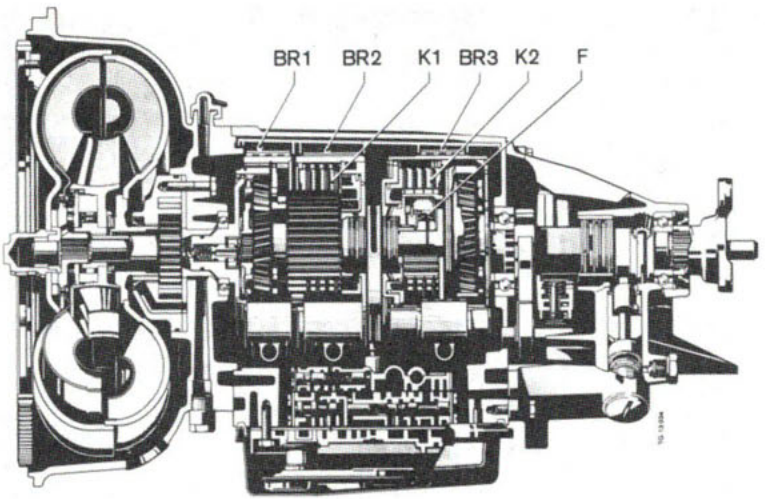
Bild 16a) PKW-Dreigang-Automatik-Getriebe, Ravigneaux-Satz mit Eingangswechsel, Opel. BR Bremse, K Kupplung, F Freilauf

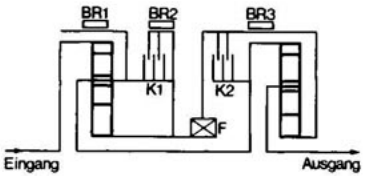




Gang	K1	K2	BR1	BR2	F	Übersetzung
				Schub	Zug	
I		O		O	O	2,55
II		O	O			1,45
III	O	O				1,00
R	O			O		−2,41

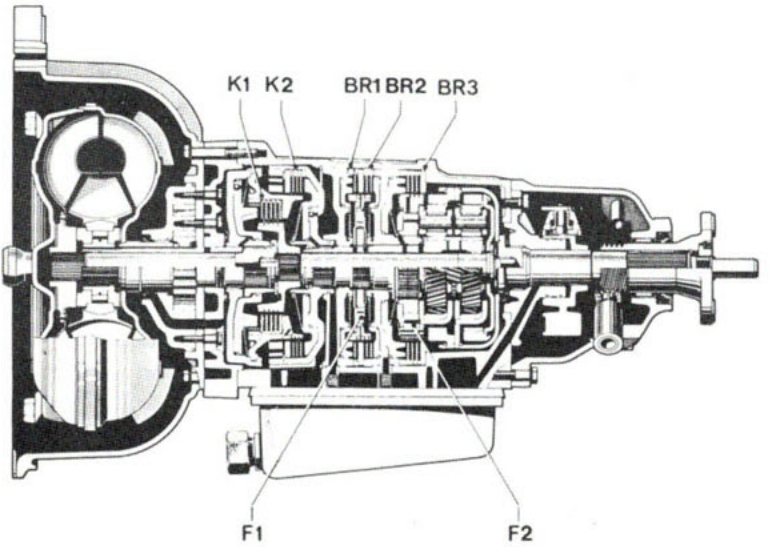
Bild 16b) PKW-Dreigang-Automatik-Getriebe, Simpson-Satz, VW. Bezeichnungen wie Bild 16a

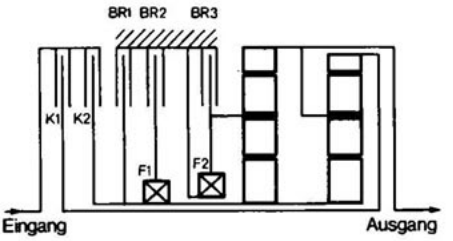




Gang	K1	K2	BR1	BR2	BR3	F	Übersetzung
I				O	O	O	2,31
II	O				O		1,46
III	O	O					1,00
R			O			O	-1,84

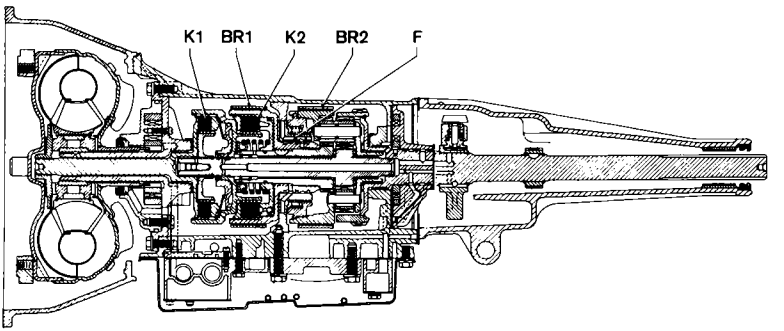
Bild 16c) PKW-Dreigang-Automatik-Getriebe, 2 hintereinander geschaltete Planetensätze, Mercedes-Benz. Bezeichnungen wie Bild 16a

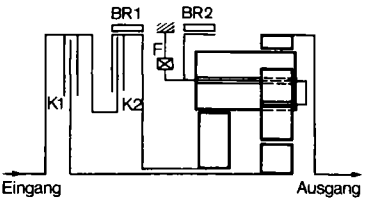




Gang	K1	K2	BR1	BR2	BR3	F1	F2	Über-setzung
I	O				O		O	2,48
II	O		O	O		O		1,48
III	O	O		O				1,00
R		O			O			-2,09

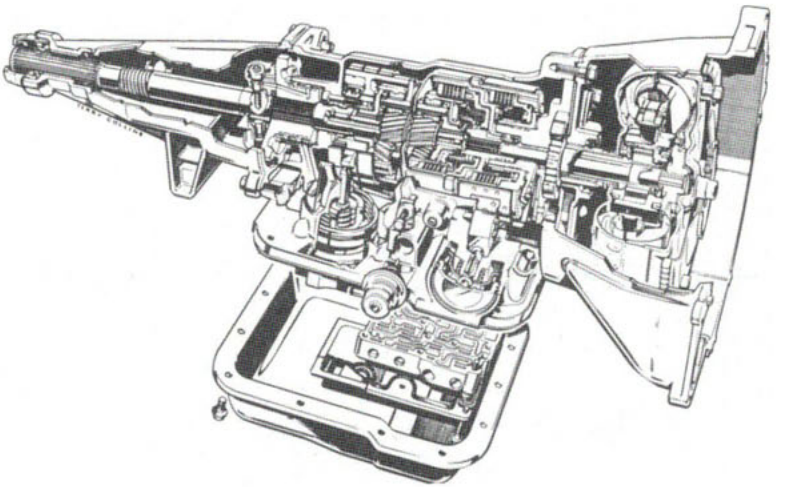
Bild 16d) PKW-Dreigang-Automatik-Getriebe, Simpson-Satz, ZF. Bezeichnungen wie Bild 16a

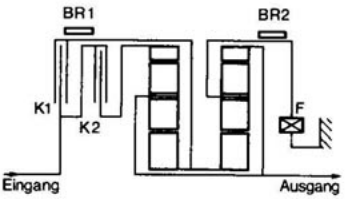




Gang	K1	K2	BR1	BR2	F	Übersetzung
I	O			O	O	2,39
II	O		O			1,45
III	O	O				1,00
R		O		O		-2,09

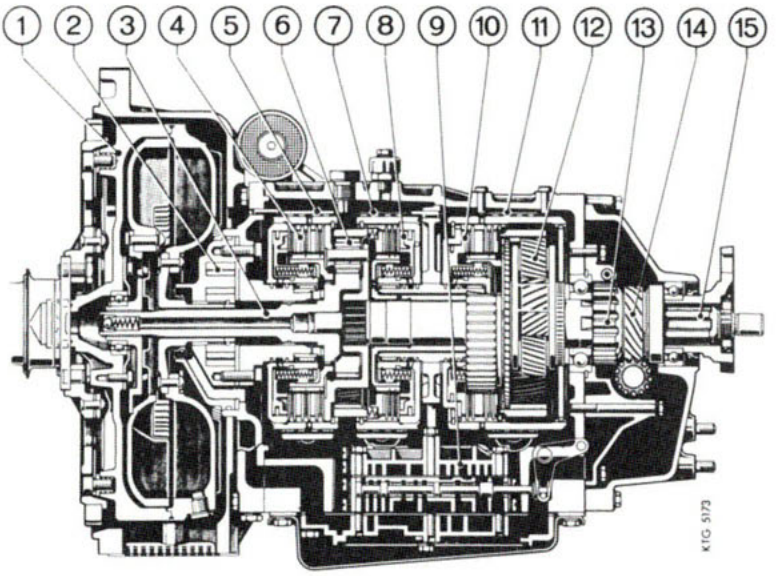
Bild 16e) PKW-Dreigang-Automatik-Getriebe, Ravigneaux-Satz, Borg-Warner. Bezeichnungen wie Bild 16a



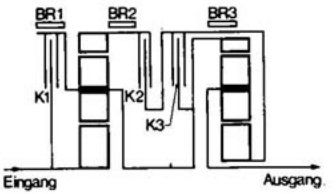


Gang	K1	K2	BR1	BR2	F	Übersetzung
I		○		○	○	2,47
II		○	○			1,47
III	○	○				1,00
R	○			○		-2,11

Bild 16f) PKW-Dreigang-Automatik-Getriebe, Simpson-Satz, Ford. Bezeichnungen wie Bild 16a

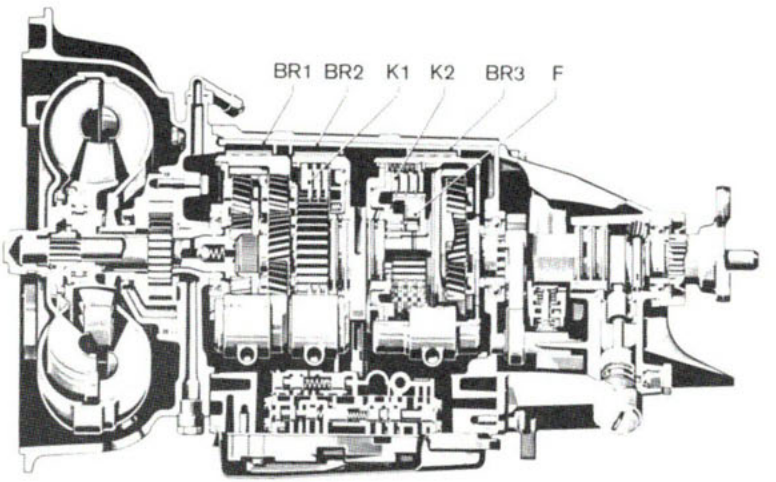


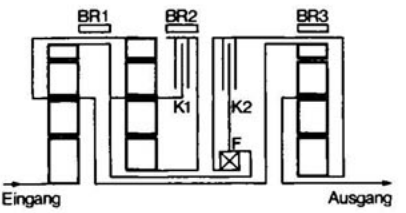
1 Hydr. Kupplung, 2 Primärölpumpe,
3 Eingangswelle, 4 Kupplung K1,
5 Bremse BR1, 6 1. Planetensatz,
7 Bremse BR2, 8 Kupplung K2,
9 Schaltplatte, 10 Kupplung K3,
11 Bremsband BR3, 12 2. Planetensatz,
13 Parksperre, 14 Reglerantrieb,
15 Ausgangswelle



Gang	K1	K2	K3	BR1	BR2	BR3	Übersetzung
I					○	○	3,98
II			○		○		2,52
III	○					○	1,58
IV	○		○				1,00
R		○		○			-4,15

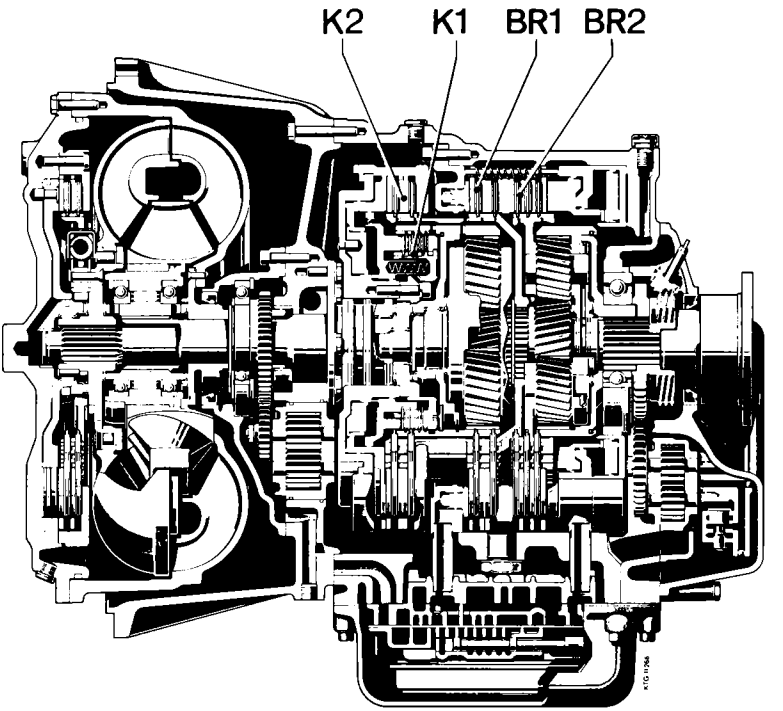
Bild 16g) PKW-Viergang-Automatik-Getriebe, 2 Planetensätze hintereinander geschaltet, Mercedes-Benz, bis 1960

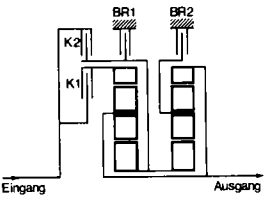




Gang	K1	K2	BR1	BR2	BR3	F	Übersetzung
I		○			○	○	3,98
II				○	○		2,39
III	○				○		1,46
IV	○	○					1,00
R		○	○				-5,47

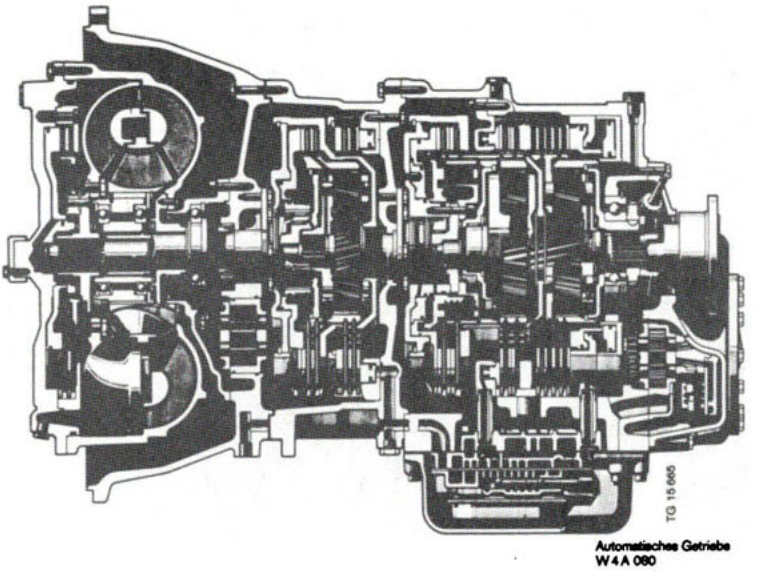
Bild 16h) PKW-Viergang-Automatik-Getriebe. Mercedes-Benz. Bezeichnungen wie Bild 16a

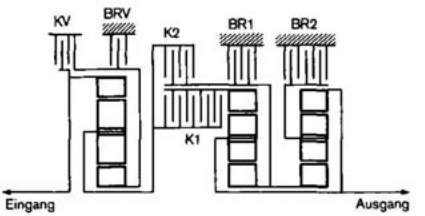




Gang	K1	K2	BR1	BR2	Übersetzung
I	○			○	2,12
II	○		○		1,35
III	○	○			1,00
R		○		○	-2,23

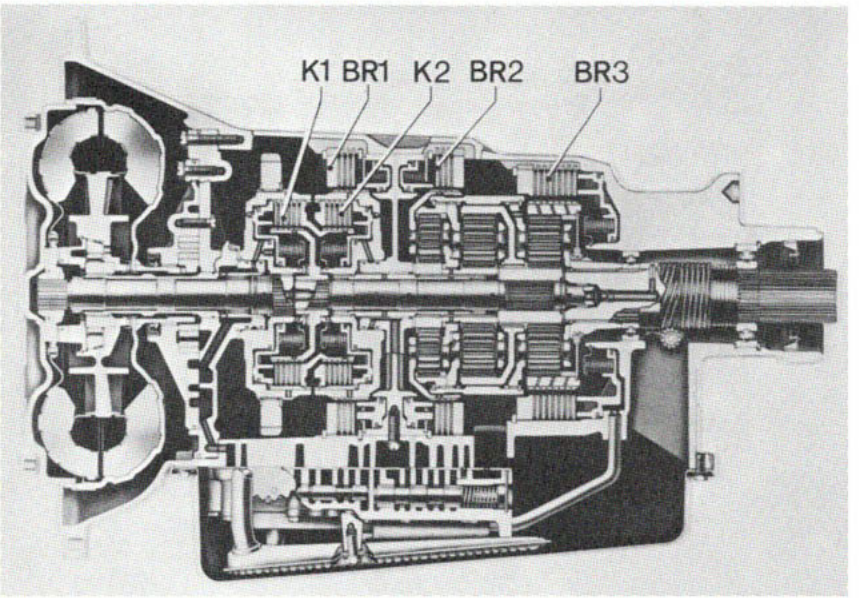
Bild 16i) NFZ-Dreigang-Automatik-Getriebe, Mercedes-Benz. Bezeichnungen wie Bild 16a

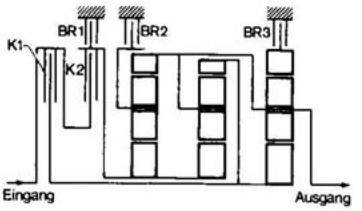




Gang	KV	BRV	K1	K2	BR1	BR2	Über-setzung
I		○	○			○	3,61
II	○		○			○	2,19
III	○		○		○		1,35
IV	○		○	○			1,00
R		○		○		○	–3,97

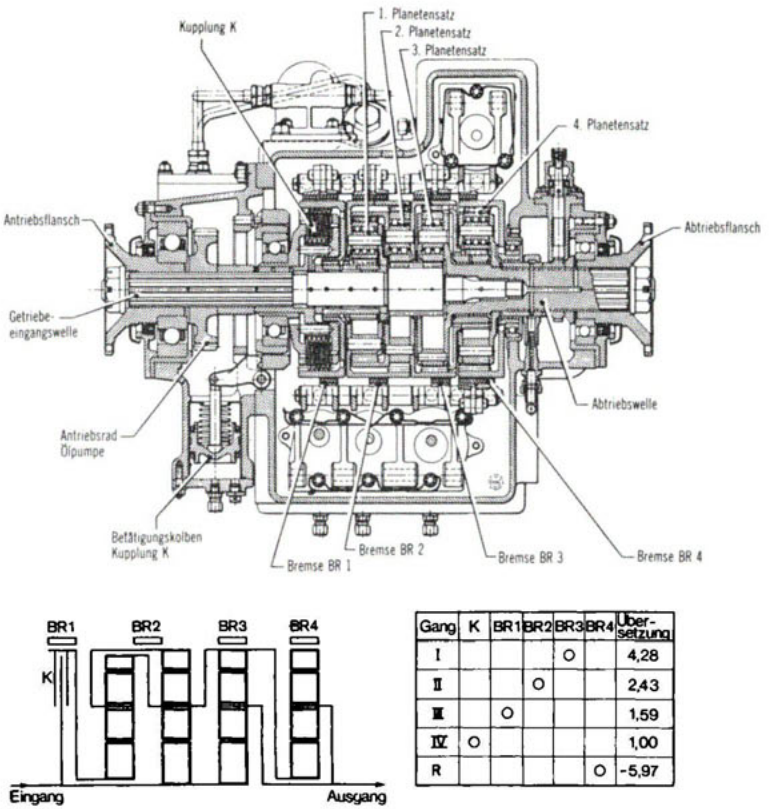
Bild 16j) NFZ-Viergang-Automatik-Getriebe, Mercedes-Benz. Bezeichnungen wie Bild 16a





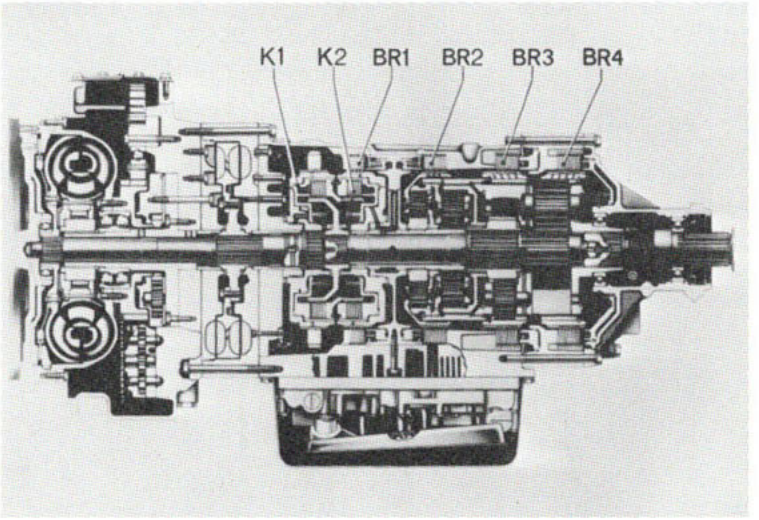
Gang	K1	K2	BR1	BR2	BR3	Über-setzung
I	○				○	3,45
II	○			○		2,25
III	○		○			1,41
IV	○	○				1,00
R		○			○	-5,02

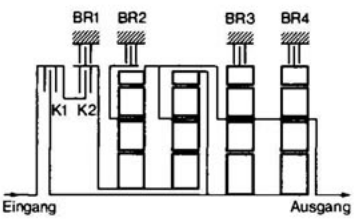
Bild 16k) NFZ-Viergang-Automatik-Getriebe, Allison AT 540. Bezeichnungen wie Bild 16a



Gang	K	BR1	BR2	BR3	BR4	Über-setzung
I				○		4,28
II			○			2,43
III		○				1,59
IV	○					1,00
R					○	-5,97

Bild 16l) NFZ-Viergang-Automatik-Getriebe, Wilson-Getriebe, Self-Changing-Gears Ltd.





Gang	K1	K2	BR1	BR2	BR3	BR4	Übersetzung
I	o					o	5,18
II	o				o		3,19
III	o			o			2,07
IV	o		o				1,40
V	o	o					1,00
R		o			o		-4,48

Bild 16m) NFZ-Fünfgang-Automatik-Getriebe, Allison CLBT 750 mit Retarder. Bezeichnungen wie Bild 16a

Literatur

[1] Looman, J., Zahnradgetriebe. Berlin/Heidelberg/New York 1970.
[2] Kickbusch, E., Föttinger-Kupplungen und Föttinger-Getriebe. Berlin 1963.
[3] Niemann, G., Maschinenelemente. Bd. 2, Berlin, 1960.
[4] Stüper, J., Automatische Automobilgetriebe mit hydrodynamischer Kraftübertragung. Berlin 1965.
[5] Titl. A., Grundlagen hydrodynamischer Getriebe. Bern. 1961.
[6] Voith, Hydrodynamische Getriebe, Kupplungen, Bremsen. 1970.
[7] Wolf, A., Die Grundgesetze der Umlaufgetriebe. Braunschweig 1958.
[8] Wolf, M., Strömungskupplungen und Strömungswandler. Berlin 1962.
[9] Hydrostatische Getriebe. Begriffe, Bauarten, Berechnungsgrundlagen, Wirkungsweise. VDI-Richtlinie 2152.
[10] Hydrodynamische Getriebe. Begriffe, Bauformen, Wirkungsweise. VDI Richtlinie 2153.
[11] Planetengetriebe. Begriffe, Symbole, Berechnungsgrundlagen. VDI-Richtlinie 2157.
[12] Förster, H. J., Föttinger-Wandler und Kupplungen für Kraftfahrzeuge. Automobil-Industrie 5, 8 (1960) S. 53–83.
[13] Förster, H. J., Wandlungsbereich und Stufung bei Fahrzeuggetrieben. Automobil-Industrie H. 25 F 1963, S. 107–130 u. 9, 1964, 1
[14] Fellows, T. G., Dowson, D., Perry, F. G., Plint, M. A., Perbury Continuously Variable Ratio Transmission. „Advances in Automobile Engineering" (Part II) S. 123–139. Oxford 1964.
[15] Brand, A., Die Kraftübertragungsanlagen für Verbrennungstriebwagen. MTZ 2 (1940), S. 156–176.
[16] King, C. W., Collins, George., C. Slabiak, W., Electric-Wheel Vehicle Propulsion System. SAE 690071 (1969).
[17] Stuhr, H.-W., Grundlagen hydrostatischer Getriebe. Aufbau und Wirkungsweise. Linde Berichte aus Technik und Wissenschaft 32 (1972), S. 29–44.
[18] Krick, Ackerschlepper. ATZ 72 (1970), S. 323–330.
[19] Förster, H. J., Kraftmachine – Hydraulische Getriebe – Arbeitsmaschine. VDI-Berichte 138 (1969), S. 49–66.
[20] Förster, H. J., Die Veränderung des Motorkennfelds durch Getriebe. VDI-Berichte 42 (1960), S. 83–94.
[21] Hanselmann, K. Hydrodynamische Drehmomentwandler mit Leitschaufelregelung (Bauart Voith) und ihre industrielle Verwendung. Voith Forschung und Konstruktion, 6 (1959).
[22] Molly, H. Hydrostatische und hydrokinetische Getriebe unter Berücksichtigung ihrer Leistungsteilung. Techn. Mitteilungen Jahrg. (1961), S. 414–428.
[23] Molly, H., Die Leistungsverzweigung in hydrostatischen Fahrzeuggetrieben, deren Verwendung und Regelung. o + p 13, (1969), S. 215–225.
[24] Heyl, W., Leistungsverzweigung in hydrostatischen Getrieben für Fahrzeuge. Deutsche Hebe- und Fördertechnik 16 (1970), S. 614–617.
[25] Reichenbächer, H., Verzweigungsgetriebe und Leistungsregelung bei motorgetriebenen Fahrzeugen. Z. VDJ 87 (1943), S. 705–714.

[26] Jarchow, F., Überlagerungsgetriebe für stufenlose Drehzahl- und Drehmomentwandlung in Kraftfahrzeugen. VDI-Berichte Nr. 105, (1967), S. 69–78.
[27] Förster, H. J., Föttingergetriebe in Leistungsverzweigung. VDI-Forschungsheft 44, Ausgabe B, 20 (1954), S. 1–44.
[28] Förster, H. J., Die Schaltzeit bei synchronisierten Wechselgetrieben in Kraftfahrzeugen. ATZ 51 (1949), S. 133–136.
[29] Renault, R 16, A design appraisal of a French frontwheeldrive, medium size car; part two: the clutch, gearbox, final drive and front suspension. Automobile Engineer 56, H. 2, (1966), S. 42–48.
[30] David Brown 557 A Gearbox. Automobile Engineer 48, 8 (1958), S. 288–294.
[31] Fuller Twin-Conterschaft Gearboxes. Automobile Engineer 54, 2, (1964), S. 42–44.
[32] Förster, H. J., Das kraftschlüssige Schalten von Übersetzungsstufen in Fahrzeuggetrieben. Z-VDI, 99 (1957), S. 1319–1331.
[33] Förster, H. J., Getriebeschaltung ohne Zugkraftunterbrechung. Automobil-Industrie 7 21 F (1962), S. 60–72.
[34] Förster, H. J., Zur Entwicklung der Planetengetriebe. Automobil-Industrie 11 (1966), S. 48–53. Automobil-Industrie 12 (1967), S. 37–44.
[35] Förster, H. J., Zur Berechnung des Wirkungsgrades von Planetengetrieben. Konstruktion 21, (1969), S. 165–178.
[36] Kutzbach, K., Mehrgliedrige Radgetriebe und ihre Gesetze. Maschinenbau-Betrieb 6 (1927), S. 1080–1083.
[37] Pickard, J., Auslegung und Konstruktion von Mehrgang-Planetengetrieben in automatischen Fahrzeuggetrieben. VDI-Berichte Nr. 195 (1973).
[38] Ott, A., Zur systematischen Synthese mehrgängiger Umlaufräder-Schaltgetriebe. ATZ 70, (1968), S. 1–6, S. 104–108, S. 131–134.
[39] Design Practices – Passenger Car Automatic Transmissions. SAE-Transmission and Drivetrain Committee (1973).
[40] Förster, H. J., Der Einfluß automatischer Getriebe auf Fahrleistung und Kraftstoffverbrauch. ATZ 68 (1966), S. 333–339, S. 407–412.
[41] Förster, H. J., Gaus, H., Die Steuerung automatischer Getriebe – ein Sonderfall der Kompaktbauweise in der Ölhydraulik. Automobil-Industrie 16, (1971), S. 61–73.
[42] Kraft, K. F., Zugkraftschaltungen in automatischen Fahrzeuggetrieben. Diss. TU, Karlsruhe 1973.
[43] Baule, G., Paper – a Unique Wet Clutch Friction Material. For Presentation at the Society of Automotive Engineers Chicago Section Meeting December 11, 1962.
[44] Förster, H. J., Hydrak, der hydraulische Daimler-Benz Kupplungsautomat. ATZ 59, (1957), S. 269–272.
[45] Förster, H. J., Das neue automatische Getriebe von Daimler-Benz. ATZ 63 (1961), S. 279–293.
[46] Förster, H. J., Das neue Daimler-Benz Automatik-Getriebe für Personenwagen. ATZ 72 (1970), S. 243–251, S. 307–315.
[47] Förster, H. J., Die automatischen Personenwagen-Wandler-Getriebe von Daimler-Benz. ATZ 74 (1972), S. 459–464.

[48] Förster, H. J., Das automatische Nutzfahrzeuggetriebe W 3 D 080 von Daimler-Benz für Stadt-Omnibusse und Nahverkehrsfahrzeuge. ATZ 73, (1971), S. 161–169, S. 237–243.
[49] Förster, H. J., Automatische Fahrzeuggetriebe und Retarder für Nutzfahrzeuge. ATZ 76 (1974), S. 142–149.
[50] Pickard, J., Köpf, P., Automatische Getriebe für Personenwagen und Nutzfahrzeuge, Teil I und II. Antriebstechnik, 10 (1971), S. 286–296, S. 362–372.
[51] Sommer, O., Dörpmund, H., Der VW 1600 mit Getriebeautomat. Automobil-Industrie 12, 4 (1967), S. 45–55.

2.24 Klimatisierung

Wolfgang Frank

1 Gesetzliche Vorschriften
11 FMVSS 103 Entfrostung der Windschutzscheibe
12 FMVSS 302 Brennbarkeit von Innenmaterialien
13 FMVSS 101 a Bedienung
14 ADR 15 Entfeuchtung der Windschutzscheibe
15 SAE 639 Sicherheitsmaßnahmen für AC-Anlagen
2 Bauarten
21 Elektrische Heizung
22 Integrierte Klimananlage
23 Omnibusse
24 Lastkraftwagen
25 Frischdienstanlagen
3 Einfluß von Störgrößen
31 Wärmebilanz
32 Einfluß der Fahrgeschwindigkeit
321 Gebläse
322 Lufteintritt
323 Karosserie-Entlüftung
33 Einfluß der Motordrehzahl
4 Bedienung
41 Vorprogrammierte Bedienung
42 Automatische Klimaregelung

1 Gesetzliche Vorschriften

11 FMVSS[1]) 103 – Entfrostung der Windschutzscheibe (ab 1. 1. 69 in USA gültig)

Bei einer Umgebungstemperatur von −18°C (0°F) wird Wasser auf die Windschutzscheibe aufgesprüht, das zu Eis erstarrt. Innerhalb einer vorgeschriebenen Versuchsdauer müssen genau definierte kritische Flächen der Windschutzscheibe wieder abgetaut sein.

12 FMVSS[1]) 302 – Brennbarkeit von Innenmaterialien (ab 1. 1. 72 in USA gültig)

Es wird eine max. Strecke definiert, die ein Material in waagerechter Anordnung nach Zündung mit einer standardisierten Zündflamme in einer festgelegten Zeitspanne abbrennen darf.

13 FMVSS[1]) 101 a – Bedienung (ab 1. 1. 72 in USA gültig)

Die Anordnung, Kennzeichnung und Beleuchtung von Bedienungseinrichtungen werden festgelegt.

1) Federal Motor Vehicle Safety Standard.

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

14 ADR 15[1]) – Entfeuchtung der Windschutzscheibe (ab 1. 1. 71 in Australien gültig)

Bei einer Umgebungstemperatur von nicht mehr als −1,1°C (30°F) wird Wasser im Fahrzeuginnenraum verdampft. Innerhalb einer vorgeschriebenen Versuchsdauer müssen genau definierte kritische Flächen der Windschutzscheibe entfeuchtet sein.

15 SAE[2]) 639 – Sicherheitsmaßnahmen für AC-Anlagen[3]) (ab April 1953 in USA gültig)

Bei AC-Anlagen[2]) soll auf der Hochdruckseite des Kältemittelkreislaufes eine Sicherheitseinrichtung vorhanden sein, die verhindert, daß ein Überdruck von 56,2 bar (800 psi) überschritten wird. Der Berstdruck der entsprechenden Teile soll mindestens das $2^1/_2$fache dieses Druckes betragen.

2 Bauarten

21 Elektrische Heizung

Um die Heckscheiben beschlagfrei zu halten, werden meist elektrisch beheizte Scheiben mit einer elektrischen Leistungsaufnahme von 80 bis 200 Watt verwendet. Die Wärmebelastung des Glases beträgt bis zu etwa 4 Watt/dm². Bei Einschichtenglas werden auf die Oberfläche des Glases elektrische Leiterbahnen aufgebracht. Bei Mehrschichtenglas werden Heizdrähte eingegossen, die kaum sichtbar sind.

22 Integrierte Klimaanlage

Infolge der höheren Komfortansprüche und des hohen Exports in Länder mit heißem Klima ist in der oberen Preisklasse der Anteil der Fahrzeuge mit Anlagen zur Kühlung des Innenraumes stark gestiegen. Bei der Erstausrüstung werden dann nur noch wenig Fahrzeuge mit Kälteanlagen versehen, die getrennt von der Heizungs- und Belüftungsanlage des Fahrzeugs arbeiten. Stattdessen werden beide Anlagen in einem einzigen Gehäuse kombiniert und verwenden dasselbe Luftverteilersystem [1]. Man spricht dann von einer „integrierten Anlage". Bild 1 zeigt eine solche Anlage, die nach dem „re-heat-Prinzip"

1) Australian Design Rule.
2) Society of Automotive Engineers.
3) Air-Conditioning-Anlagen.

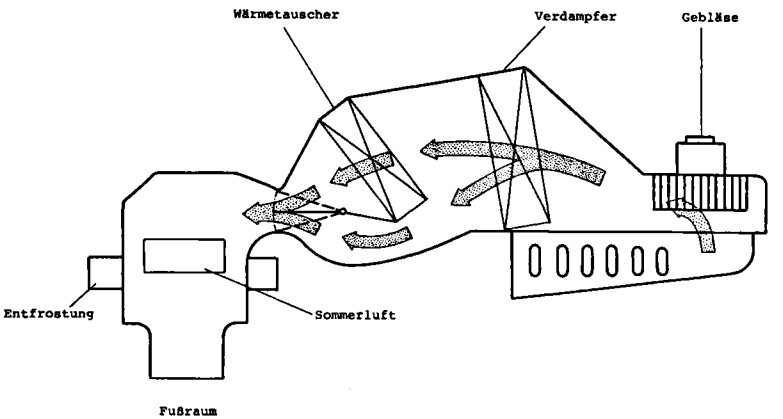


Bild 1. Integrierte Klimaanlage nach dem „re-heat-Prinzip" für einen PKW

arbeitet, d. h. daß grundsätzlich alle Luft zunächst durch den kalten Verdampfer strömt und anschließend im Wärmetauscher so weit erwärmt wird, wie es für die jeweils behaglichen Innenraumtemperaturen erforderlich ist. Im Verdampfer kondensiert je nach dem Luftzustand und dem Grad der Abkühlung ein Teil des in der Luft enthaltenen Wasserdampfes. Dadurch erfolgt eine Trocknung der Luft, die im Sommer meistens sehr wünschenswert ist. Diese Anlagen arbeiten im Regelbereich mit Frischluft. Wird der Bedienungshebel jedoch ganz nach kalt verstellt, wird meistens etwa 80% Umluft aus dem Fahrzeuginnenraum und nur noch etwa 20% Frischluft von außen angesaugt. Mit der vorhandenen Kälteleistung wird so eine möglichst große Abkühlung des Fahrzeuginnenraumes erzielt, was sich besonders stark bei großem Feuchtigkeitsgehalt der Außenluft auswirkt.

23 Omnibusse

Um im Winter bei einer Außenlufttemperatur von $-20°C$ in Omnibussen eine mittlere Innenraumtemperatur von 15 bis 25° C zu erreichen, ist eine Heizleistung von 23 bis 35 kW (20.000 bis 30.000 kcal/h) erforderlich. Vom Fahrzeugmotor wird vor allem bei Motoren mit Direkteinspritzung nicht genügend Wärme in das Kühlmittel abgegeben, so daß meist eine Brennstoffheizung im Kühlmittelkreislauf angeordnet werden muß, die dem Kühlmittel noch zusätzlich Wärme zuführt. Da also Wärmeenergie gespart werden muß, wird nur mit so viel Frischluft gearbeitet, wie es erforderlich ist, damit sich die Schei-

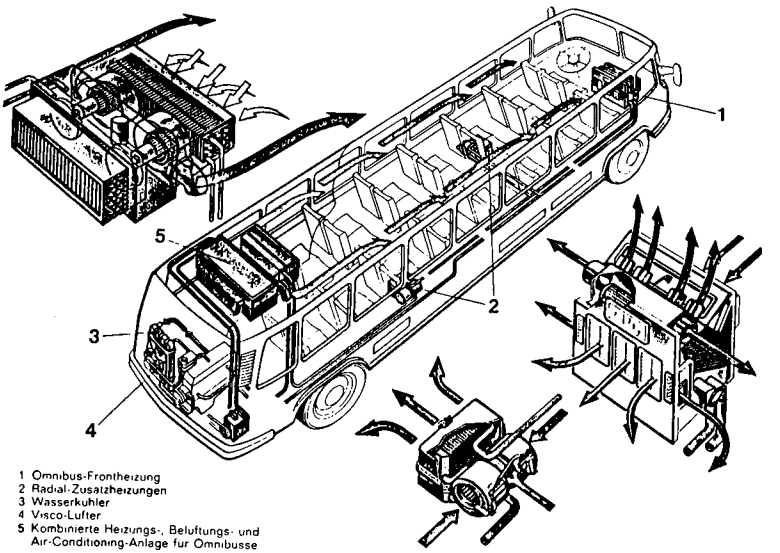


Bild 2. Klimatisierung eines Reisebusses

ben nicht beschlagen und wie es zur Lufterneuerung unbedingt notwendig ist. Zur Standardausrüstung eines Omnibusses gehören daher eine vorn im Fahrzeug eingebaute Bugheizung, die mit Frischluft arbeitet, und Umluftheizgeräte (meist sog. Untersitzheizgeräte), die im Fahrgastraum angeordnet sind und für eine gleichmäßige Temperaturverteilung sorgen. Bild 2 zeigt die Klimatisierung eines modernen Reisebusses. Zusätzlich besitzt dieses Fahrzeug eine integrierte Klimaanlage, die auf dem Dach im Heck des Fahrzeuges installiert ist. Durch den in Fahrtrichtung gesehen vorne angeordneten Verdampfer werden Frischluft und Umluft durch 2 Radialgebläse angesaugt, die die temperierte Luft durch seitlich im Dach angeordnete Luftkanäle gleichmäßig im Fahrzeug verteilen. Am anderen Wellenende der Gebläsemotoren sind Axiallüfter angeordnet, die den Kondensator belüften. Zwischen Verdampfer und Gebläse ist ein Wärmetauscher angeordnet. Die Kälteleistung solcher Omnibusanlagen liegt zwischen 17 und 30 kW (15.000 und 26.000 kcal/h), mit denen bei einer Außenlufttemperatur von 30 bis 40° C eine Abkühlung bis zu 10° C erreicht wird.

24 Lastkraftwagen

Zur Kühlung der Fahrerkabine von LKW im Sommer werden meist reine Kälteanlagen auf dem Dach montiert. Solche Anlagen sollen nachträglich leicht montiert werden können und arbeiten daher voll-

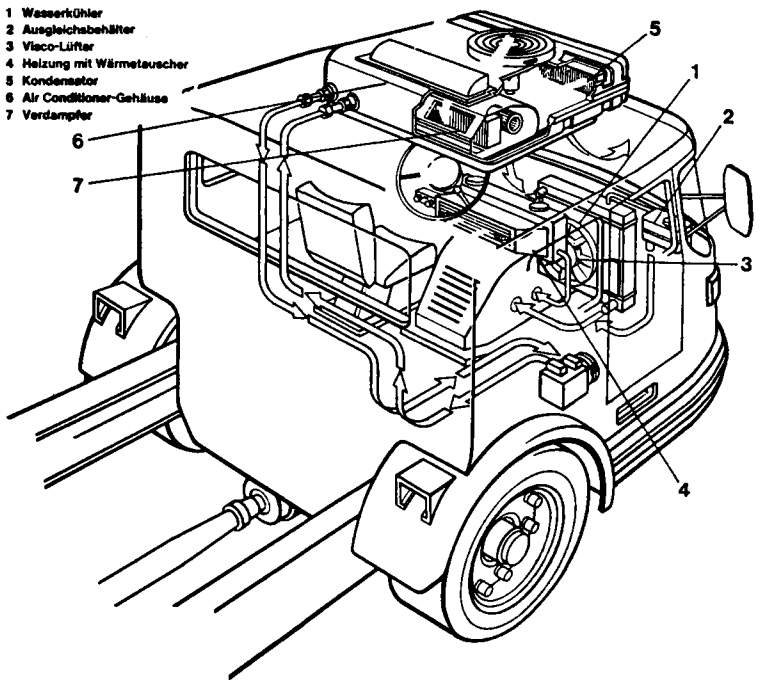


Bild 3. LKW-Fahrerhaus mit Dach-AC-Anlage und getrennter Heizung

kommen getrennt von der Heizungsanlage. Bild 3 zeigt, daß alle Bestandteile mit Ausnahme des vom Motor angetriebenen Kältemittelkompressors in dem kofferartigen Gehäuse auf dem Dach untergebracht sind. Durch ein Gitter an der Frontseite des Gerätes tritt die Luft zur Kühlung des Kondensators ein, der durch ein Axialgebläse belüftet wird. Im Verdampferteil saugt ein Radialgebläse Umluft aus der Fahrerkabine und etwa 20% Frischluft durch den in der hinteren Hälfte der Gehäuseoberseite angebrachten Schlitz. Die Kälteleistung solcher Anlagen beträgt 4 bis 6 kW (3.500 bis 5.000 kcal/h), mit denen bei einer Außenlufttemperatur von 30 bis 40° C eine Absenkung der Fahrerhaus-Innenraumtemperatur um 10 bis 15° C erreicht wird. Bei neueren Entwicklungen werden auch für LKW integrierte Anlagen vorgesehen.

25 Frischdienstanlagen

Zur Kühlung des Transportgutes von Nutzfahrzeugen werden meist Kälteanlagen verwendet, die vollkommen unabhängig vom Fahrzeug-

motor arbeiten und auf die daher hier nicht eingegangen wird. Lediglich bei Frischdienstfahrzeugen (Verteilerfahrzeuge für Wurst, Käse, Blumen usw.) wird der Kältemittelkompressor vom Fahrzeugmotor angetrieben. Die Kondensatoreinheit wird meist getrennt vom Verdampfer auf dem Dach der Fahrkabine angeordnet und besitzt daher eigene Gebläse. Durch die direkt im Laderaum angeordnete Verdampfereinheit wird die Luft dort ständig umgewälzt. Je nach Betriebsbedingungen und Größe des Laderaums sind 2300 bis 7000 Watt (2.000 bis 6.000 kcal/h) erforderlich, damit die max. zulässige Temperatur von 8° C nicht überschritten wird.

3 Einfluß von Störgrößen

Eine wichtige Forderung bei der Klimatisierung von Fahrzeugen lautet, daß das einmal eingestellte behagliche Klima ohne Änderung dieser Einstellung unabhängig von Fahrgeschwindigkeit und Motordrehzahl behaglich bleiben muß.

31 Wärmebilanz

In Bild 4 ist die Wärmebilanz für den stationären Fall in einem PKW und Heizbetrieb mit Frischluft dargestellt, sie gilt entsprechend jedoch auch für LKW, Omnibusse, für Umluftbetrieb oder Kühlung im Sommer [1]. Im einzelnen sind folgende Wärmemengen wirksam:

Wärmeleistung der Heizung $Q_H = c_p \cdot G_L (t_a - t_e)$, [Watt] ([kcal/h]), wobei

c_p $\left[\frac{W \cdot h}{kg\,K}\right]$ $\left(\left[\frac{kcal}{kg\,grd}\right]\right)$ spezifische Wärme der Luft,

G_L [kg/h] Luftstrom durch die Heizung,

t_e [°C] Lufteintrittstemperatur in die Heizung = Außenlufttemperatur,

t_a [°C] Luftaustrittstemperatur aus der Heizung

Strahlungswärme Q_{Str} [Watt] ([kcal/h]). Darunter werden alle sonst nicht erfaßten positiven und negativen Wärmemengen zusammengefaßt, wie z. B. vom Motorraum, Kühlerabluft, Getriebe oder Auspuff zugeführte Wärme, der Einfluß von Sonne, Regen oder Schneefall. Auch die von den Insassen selbst zugeführte Wärme etwa 115 Watt bzw. etwa 100 kcal/h ist hier enthalten.

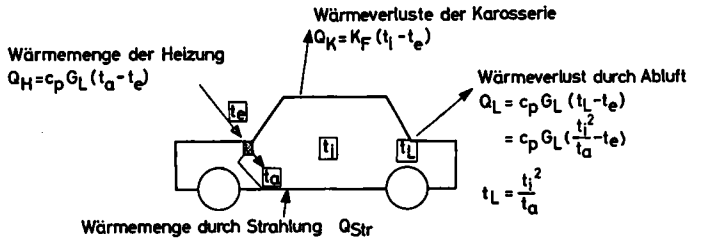


Bild 4. Wärmebilanz

Wärmeverlust durch Abluft $Q_L = c_p \cdot G_L(t_L - t_e)$ [Watt] ([kcal/h]). In stationärem Zustand verläßt der gleiche Frischluftstrom, der durch die Heizung in den Fahrzeuginnenraum gelangt, diesen auch wieder. Zur Berechnung des Wärmeinhalts dieses Luftstromes muß die Abluft-temperatur t_L bekannt sein. Hierfür gilt die empirisch gefundene Beziehung:

$$t_L = t_i^2/t_a \,[°C] \text{ wobei } t_i \,[°C] = \text{mittlere Innenraumtemperatur.}$$

Wärmeverluste der Karosserie $Q_K = K_F(t_i - t_e)$ [Watt] ([kcal/h]). Hierbei ist K_F das Produkt aus den einzelnen Wärmedurchgangszahlen und den zugehörigen Flächen, also ein Wert $\Sigma k \cdot F$. Nach Fiala [2] gilt im Prinzip die folgende Näherungsformel für

$$K_F = \frac{1}{\frac{1}{k_i \, G_L^{0,6}} + \frac{1}{k_a \cdot v_0^{0,6}}} \left[\frac{\text{Watt}}{\text{K}}\right] \left(\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h grd}}\right]\right)$$

wobei

G_L = [kg/h] Luftstrom durch die Heizung,
v_0 = [km/h] Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs,
k_i = [Watt/K $(kg/h)^{0,6}$] ([kcal/h grd $(kg/h)^{0,6}$]),
k_a = [Watt/K $(km/h)^{0,6}$] ([kcal/h grd $(km/h)^{0,6}$]).

Hierbei ist k_i ein Maß für den Wärmeübergang an der Innenseite und k_a ein Maß für den Wärmeübergang an der Außenseite der Fahrzeugkarosserie.

Bild 5 zeigt einen typischen Verlauf des Luftstromes und des zugehörigen Wärmestromes durch die Karosserie in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit für einen PKW. Das Heizungsgebläse lief mit etwas reduzierter Drehzahl und Spannung ständig mit.

Damit ergibt sich für den Luftstrom eine Kurve mit mehr oder weniger zunehmender Steigung. Durch Messung des K_F-Wertes bei 2 verschiedenen Betriebszuständen des Fahrzeugs können die Zahlen-

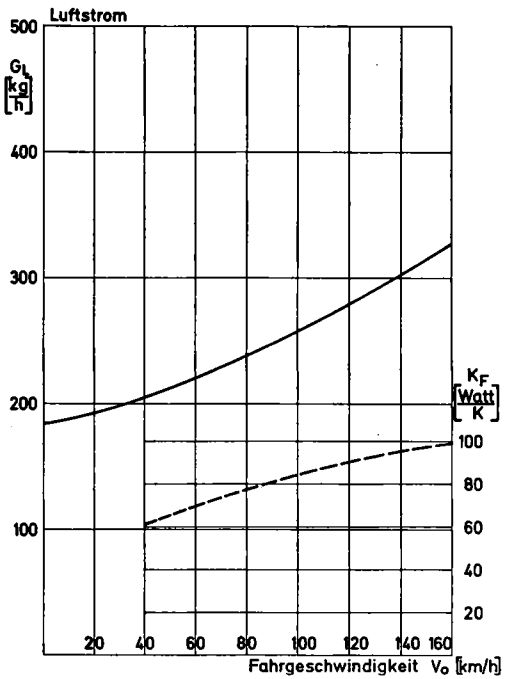


Bild 5. Luftstrom G_L [kg/h] und Wärmestrom durch die Karosserie K_F [Watt/K] in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit V_O [km/h]

werte k_1 und k_a bestimmt werden. Hier wurde mit den mittleren Erfahrungswerten $k_1 = 4{,}65$ Watt/K $(kg/h)^{0,6}$ ($k_1 = 4$ kcal/h grd $(kg/h)^{0,6}$ und $k_a = 13{,}93$ Watt/K $(km/h)^{0,6}$ ($k_a = 12$ kcal/h grd $(km/h)^{0,6}$ der eingezeichnete Kurvenverlauf für K_F errechnet. Der K_F-Wert und damit der Wärmeverlust der Karosserie steigt zunächst steiler und mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit immer flacher an.

Die Größe der Wärmeverluste der Karosserie werden weitgehend von der Größe der Scheiben des Fahrzeugs bestimmt. Außerdem werden im Sommer etwa $^3/_4$ der gesamten, dem Fahrzeuginnenraum zugeführten Sonnenenergie durch die Scheiben eingeleitet, so daß auch die Wärmemenge durch Strahlung weitgehend von der Größe der Scheiben abhängt. Vom Standpunkt der Klimatechnik ist es also falsch, wenn aus stilistischen Gründen die Scheiben größer als für die Sichtverhältnisse erforderlich gemacht werden.

Aus der Wärmebilanz $Q_H + Q_{Str} = Q_K + Q_L$ und den angegebenen Beziehungen läßt sich die mittlere Innenraumtemperatur t_i wie folgt errechnen:

$$t_i = t_a \frac{\sqrt{1+4Cp\,\frac{G_L}{K_F}\left(c_p\,\frac{G_L}{K_F}+\frac{t_e}{t_a}+\frac{Q_{Str}}{t_a K_F}\right)}-1}{2c_p\,\frac{G_L}{K_F}} \quad [°C].$$

Wenn man die Strahlungswärme $Q_{Str} = 0$ und die Außenlufttemperatur $t_e = 0°C$ setzt, wird dieser Ausdruck wesentlich übersichtlicher, ohne daß sich die Verhältnisse grundsätzlich ändern:

$$t_i = t_a \frac{\sqrt{1+\left(2c_p\,\frac{G_L}{K_F}\right)^2}-1}{2c_p\,\frac{G_L}{K_F}} \quad [°C].$$

Hieraus geht hervor, daß die o. a. Forderung: „mittlere Innenraumtemperatur t_i unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit" bei konstanter Luftaustrittstemperatur t_a erfüllt wird, wenn der Quotient G_L/K_F konstant bleibt [3].

32 Einfluß der Fahrgeschwindigkeit

Der Luftstrom muß so von der Fahrgeschwindigkeit abhängen, daß die vom Fahrzeug abgegebene Wärme durch die zugeführte Wärme jeweils ausgeglichen wird. Die Innenraumtemperaturen bleiben dann konstant, ohne daß die Temperatureinstellung der Anlage verändert wird. Wenn mit ausgeschaltetem Heizungsgebläse gefahren wird oder wenn der Einfluß des Staudruckes auf den Luftstrom durch die Heizung zu groß ist, steigen die Innenraumtemperaturen mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit an, so daß sich die Insassen nicht mehr wohl fühlen oder die Einstellung der Anlage verändert werden muß.

Um die erforderliche Abhängigkeit des Luftstromes von der Fahrgeschwindigkeit zu erzielen, gibt es im wesentlichen folgende Möglichkeiten:

321 Gebläse

Da der Luftstrom von der Kennlinie des eingebauten Gebläses abhängt, kann durch die Auslegung des Gebläses die Abhängigkeit des Luftstromes von der Fahrgeschwindigkeit beeinflußt werden. Radialgebläse haben unter diesem Gesichtspunkt eine günstigere Kennlinie als Axialgebläse.

322 Lufteintritt

Der Verlauf des Luftstromes kann durch die Gestaltung der Karosserie und der Lufteintrittsöffnung beeinflußt werden. Der Lufteintritt liegt gewöhnlich vor der Windschutzscheibe, da die Verunreinigung der Luft mit zunehmender Höhe über der Fahrbahn stark abnimmt. Bild 6 zeigt ein von links angeströmtes Fahrzeug und den statischen Druckverlauf. In der Mitte vor der Scheibe tritt ein großer Druck auf, der aber nach außen hin abnimmt und dann sogar negativ wird.

Durch die Anordnung der Lufteintrittsöffnung kann also die Abhängigkeit des Luftstromes von der Fahrgeschwindigkeit beeinflußt werden. Außerdem haben die Neigung der Windschutzscheibe, die Gestaltung des Vorbaus und der Übergang vom Kühlergrill zur Motorhaube einen großen Einfluß auf die Druckverhältnisse. Wenn das Fahrzeug mit versenkbaren Scheibenwischern ausgestattet ist, kann das Ende der Motorhaube so ausgebildet werden, daß in dem Spalt vor der Windschutzscheibe der gewünschte Überdruck auftritt.

323 Karosserie-Entlüftung

Der Verlauf des Luftstromes wird durch die Lage der Entlüftungsöffnungen der Karosserie beeinflußt (Bild 6). Bei großem Unterdruck an der Entlüftungsöffnung wird der mit der Fahrgeschwindigkeit ansteigende Karosserie-Innenraumdruck reduziert, der Luftstrom steigt also stärker an. Die Entlüftung sollte zwar große Querschnitte haben, um auch bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten wirksam zu sein, jedoch in einem Gebiet von nur geringem Unterdruck liegen. Dadurch wird erreicht, daß der Luftstrom nicht zu stark mit der Fahrgeschwindigkeit

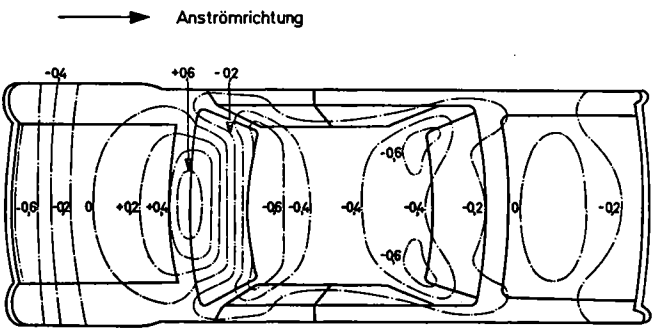


Bild 6. Druckverteilung an der Außenhaut einer Fahrzeugkarosserie beim Anströmwinkel 0°

ansteigt und daß bei allen Fahrbedingungen der erwünschte Überdruck im Fahrzeug erhalten bleibt. Allerdings muß auch berücksichtigt werden, daß durch die Entlüftung kein Geräusch oder bei geöffnetem Fenster bzw. Schiebedach Abgas oder Zugluft eindringen darf. Auch verläßt nicht alle Luft die Karosserie durch die Entlüftungsöffnungen, sondern je nach Ausführung nur etwa 20 bis 70%. Die übrige Luft entweicht durch verschiedene Undichtheiten der Karosserie, hauptsächlich an Fenstern, Türen und am Kofferraumdeckel.

33 Einfluß der Motordrehzahl

Da normalerweise die Wasserpumpe des Fahrzeuges vom Fahrzeugmotor angetrieben wird, hängt der durch den Heizungswärmetauscher fließende Wasserstrom linear von der Motordrehzahl ab. Bei Heizungsanlagen, bei denen die Steuerung der Heizleistung durch Mischen von kalter und im Wärmetauscher erwärmter Luft erfolgt [4] („luftseitige Regelung"), arbeitet der Wärmetauscher fast immer im Gebiet der wasserseitigen Sättigung, d.h. daß eine Änderung des Wasserstromes

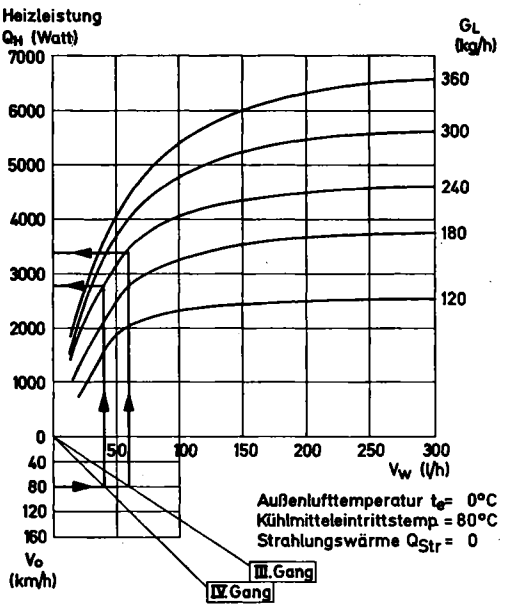


Bild 7. Wasserstrom und Heizleistung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit

keine nennenswerte Änderung der Heizleistung mehr verursacht. Änderungen der Motordrehzahl haben also praktisch keinen Einfluß auf die Heizleistung.

Wird die jeweils erforderliche Heizleistung einer Anlage durch Drosselung des Wasserstromes mittels eines Ventils eingestellt, so bleibt die lineare Abhängigkeit des Wasserstromes von der Motordrehzahl für jeden Drosselzustand erhalten. Bild 7 zeigt die Abhängigkeit der Heizleistung vom Wasserstrom. Angenommen, das Drosselorgan sei so eingestellt, daß die in der unteren Hälfte des Diagramms angegebene Abhängigkeit des Wasserstromes von der Motordrehzahl bzw. der Fahrgeschwindigkeit vorhanden ist. Wenn nun das Fahrzeug mit einer Geschwindigkeit von 80 km/h im IV. Gang fährt, fließt durch den Heizungswärmetauscher ein Wasserstrom von 40 l/h. Bei einer Außenlufttemperatur von 0^0C ergibt sich hierbei eine Heizleistung von 2800 W (2400 kcal/h). Wird bei unveränderter Fahrgeschwindigkeit und unveränderter Einstellung des Drosselorganes in den III. Gang zurückgeschaltet, so erhöht sich der Wasserstrom um etwa 47% und damit die Heizleistung um etwa 22%. Die mittlere Innenraumtemperatur des Fahrzeugs steigt dadurch um $5-6^0$C an, so daß sich die Insassen nicht mehr behaglich fühlen.

4 Bedienung

41 Vorprogrammierte Bedienung

Um ein behagliches Klima im Fahrzeug zu erzielen, ist es von entscheidender Wichtigkeit, daß die temperierte Luft richtig im Fahrzeug verteilt wird. Da jedoch gerade hierbei besonders viele Bedienungsfehler gemacht werden, können bei verschiedenen Anlagen mit einem Programmschalter vorprogrammierte Einstellungen der Luftverteilerklappen für die üblicherweise auftretenden Witterungsverhältnisse gewählt werden. Meist werden die Klappen dieser Anlagen mit Unterdruckstellantrieben betätigt, da man dann bezüglich der räumlichen Anordnung von Anlage und Bediengerät freizügig ist. Ein leicht abzuändernder Unterdruckverteiler bietet die Möglichkeit die verschiedensten Programme darzustellen. Rein mechanisch angetriebene Verteilerklappen sind bei vorprogrammierten Anlagen selten, sind aber je nach Konstruktion der Anlage durchaus möglich.

Im folgenden werden mögliche Programme für einen vorprogrammierten Bedienungsschalter einer integrierten Klimaanlage als Beispiele angegeben, wobei die jeweilige Ausführung selbstverständlich von der Konzeption der Klimaanlage und den Verhältnissen in dem betreffenden Fahrzeug abhängen:

Einstellung „Aus"

Die Anlage ist abgesperrt und keine Luft wird ins Fahrzeuginnere gefördert.

Einstellung „Sommer"

Fast alle Luft tritt zu den in Brusthöhe angeordneten Sommerbelüftungsdüsen aus. Nur eine kleine Leckluftmenge wird zur Kühlung des Fußraumes nach unten geblasen. Die austretende Luft ist je nach Stellung des Temperaturregulierhebels temperiert. Die Anlage arbeitet zunächst ausschließlich mit Frischluft. Wird der Temperaturregulierhebel ganz nach „kalt" gestellt, so wird etwa 80% Umluft aus dem Fahrzeuginnenraum und etwa 20% Frischluft von außen angesaugt, um so die max. Abkühlung des Innenraumes zu erreichen. Bei luftseitig regulierten Anlagen wird gleichzeitig der

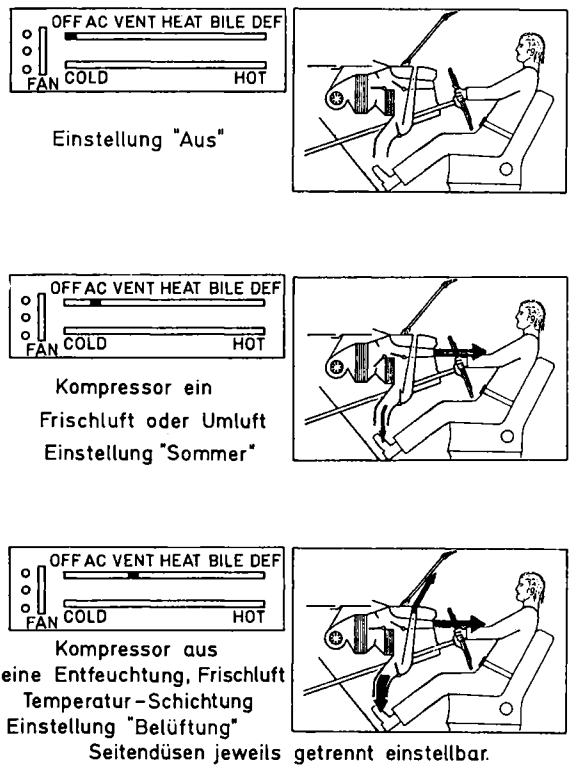


Bild 8. Schema für vorprogrammierten Bedienungsschalter

Zulauf des heißen Kühlwassers in den Wärmetauscher durch ein Absperrventil verhindert, um jeden Verlust an Kühlleistung zu vermeiden.

Einstellung „Belüftung"

Die Anlage arbeitet mit Frischluft und sämtliche Luftaustrittsöffnungen sind geöffnet, so daß ein hoher Gesamtluftdurchsatz erzielt wird. Der Kompressor der Kälteanlage ist ausgeschaltet, um Kraftstoff zu sparen. Die Luft wird im Verdampfer dann nicht entfeuchtet.

Einstellung „Winter"

Fast alle Luft wird in den Fußraum geführt, um die Forderung: „warme Füße – kühler Kopf" erfüllen zu können. Um ein Beschlagen der Windschutzscheibe zu verhindern, wird ein kleiner Teil der Luft durch die Entfrosterdüsen an die Scheiben geblasen.

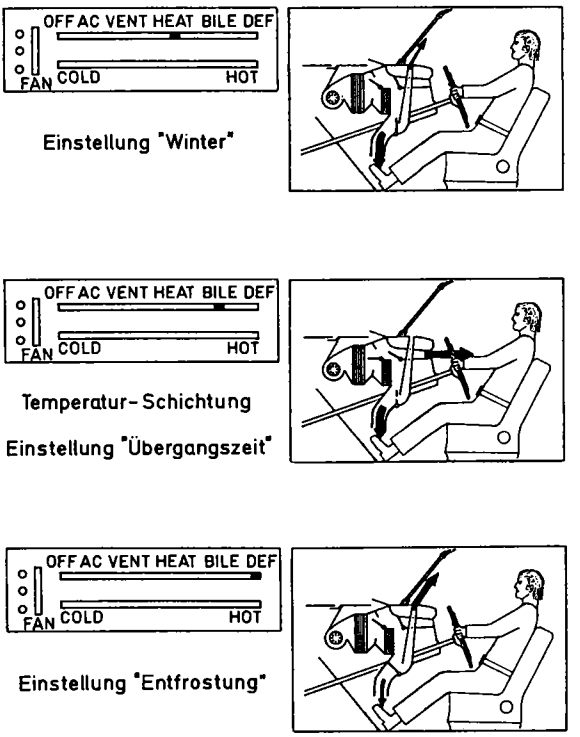


Bild 9. Schema für vorprogrammierten Bedienungsschalter

Einstellung „Übergangszeit"

Erwärmte Luft wird nach unten in den Fußraum geblasen, während erheblich kältere Luft zu der mittleren Ebene in Brusthöhe austritt. Dadurch wird die für die Behaglichkeit entscheidende Temperaturschichtung erzielt.

Einstellung „Entfrostung"

Zur schnellen Entfeuchtung oder Entfrostung der Windschutzscheibe wird alle Luft durch die Entfrosterdüsen geblasen. Bei sehr leistungsfähigen Anlagen kann ein kleiner Teil der erwärmten Luft noch für den Fußraum abgezweigt werden, damit die Insassen nicht zu sehr frieren.

Die Seitendüsen sind bei allen Programmstellungen getrennt manuell einstellbar bezüglich Luftgeschwindigkeit und Ausblasrichtung. Dadurch kann z. B. einseitige Sonneneinstrahlung bis zu einem gewissen Grade kompensiert werden. Außerdem können Unausgeglichenheiten des Programms überspielt werden. Die Bedienungsschalter dürfen nicht zu viele Programmpunkte aufweisen, da der Fahrer sonst leicht verwirrt wird und ein falscher Programm einstellt.

42 Automatische Klimaregelung

Bei einer automatischen Klimaregelung wird das individuelle Temperaturniveau gewählt, bei dem sich die Insassen wohlfühlen. Wenn der Programmhebel auf „Automatik" steht, wird während des ganzen Jahres ein behagliches Klima im Innenraum unabhängig von der Außenlufttemperatur aufrechterhalten. Über Fühler werden eine reprä-

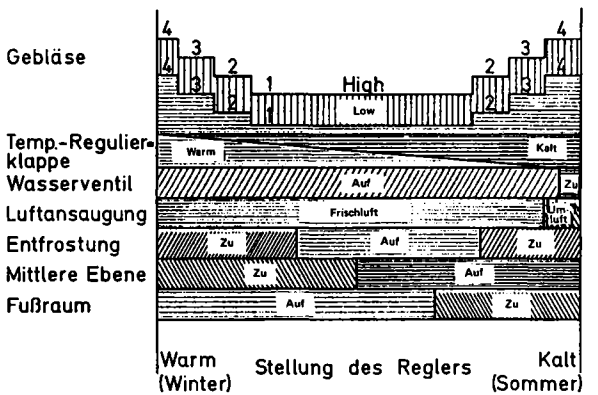


Bild 10. Programm-Ablauf einer automat. Klimaregelung in Stellung „AUTO"

sentative Innenraumtemperatur und die Außenlufttemperatur erfaßt. Die automatische Klimaregelung sorgt dann dafür, daß die Klimaanlage die Luft mit der richtigen Temperatur, mit der richtigen Menge und zu den richtigen Austrittsöffnungen in den Innenraum bläst. Bei den meisten Anlagen kann zusätzlich zwischen größerem oder kleinerem Luftstrom gewählt werden.

In Bild 10 ist als Beispiel der Programmablauf einer solchen automatischen Klimaregelung dargestellt, wenn der Wählhebel auf „Automatik" steht. Wenn im tiefen Winter der Fahrzeugmotor gestartet wird, bleibt die Klimaanlage zunächst blockiert. Dadurch wird verhindert, daß bei noch kaltem Kühlmittel kalte Luft aus der Heizungsanlage geblasen wird, was zu Zugerscheinungen führen würde. Erst wenn das Kühlwasser etwa 40°C erreicht hat, werden folgende Funktionen ausgelöst: Gebläse in höchster Stufe des gewählten Bereiches, Temperaturregulierklappe in Stellung „ganz warm", Wasserabsperrventil offen, Frischluft-Umluft-Klappe in Stellung „Frischluft", fast alle Luft in den Fußraum (ein kleiner Teil der Luft wird an die Scheiben geführt, damit sich diese nicht beschlagen). Wenn sich die Temperatur des Innenraumes dem eingestellten Sollwert nähert, ändert sich die Stellung des Reglers und dadurch wird die Temperaturregulierklappe verstellt, wobei gleichzeitig das Gebläse auf niedrigere Drehzahlen zurückschaltet. Der Regler sorgt dafür, daß bei allen Fahrweisen und allen Außenlufttemperaturen das eingestellte Temperaturniveau erhalten bleibt. Da das stufenweise Zurückschalten des Gebläses von den Insassen manchmal störend empfunden wird, sollte die Gebläsedrehzahl mittels einer elektronischen Steuerung kontinuierlich verstellt werden.

Wenn die Außenlufttemperatur ansteigt, verändert der Regler die Einstellung der Klimaanlage entsprechend. Wird nur wenig geheizt oder gekühlt, arbeitet das Gebläse in der niedrigsten Stufe. In diesem Bereich können und müssen die Luftverteilerklappen entsprechend den Erfordernissen der Behaglichkeit verstellt werden. Um eine Temperaturschichtung im Fahrzeug zu erhalten, werden die in der mittleren Ebene angeordneten Luftaustritte geöffnet. Beträgt die Temperatur der in den Fußraum eintretenden Luft noch etwa 30°C, müssen die Fußraumklappen bis auf einen kleinen Spalt geschlossen werden, da andernfalls Zugerscheinungen auftreten würden. Durch Öffnen der Entfrosterklappen im Übergangsbereich können die Luftgeschwindigkeiten reduziert werden, so daß die Verstellung der Klappen von den Insassen nicht störend empfunden wird. Wenn bei hohen Außenlufttemperaturen eine größere Kälteleistung erforderlich wird, erhöht der Regler die Gebläsedrehzahl. Um mit der vorhandenen Kälteleistung eine möglichst große Abkühlung des Fahrzeuginnenraumes zu erzielen, schaltet die Anlage schließlich von Frischluftbetrieb auf Umluft (meist verbleibt noch ein Anteil von etwa 20% Frischluft). Außerdem wird

dann durch ein Wasserabsperrventil der Zufluß des heißen Kühlmittels zum Wärmetauscher abgesperrt. Beim Starten des heißen Fahrzeuges im Sommer wird das o. a. Blockieren überspielt, um eine möglichst schnelle Abkühlung des Innenraumes zu erreichen.

Um das Beschlagen der Scheiben zu verhindern oder um sie zu entfrosten, kann durch ein besonderes Programm die Automatik überspielt werden. Die Heizung läuft dann sofort nach dem Einschalten der Zündung unabhängig von der Temperatur des Kühlwassers an. Das Gebläse arbeitet im höchsten Bereich und unabhängig von den abgefühlten Temperaturen strömt alle Luft mit der höchstmöglichen Temperatur aus den Entfrosterdüsen.

Zusätzliche Programm-Einstellungen sind noch üblich: So können z. B. meist der Fußraum und die Entfrostung bzw. der Fußraum und die Sommerbelüftung gleichzeitig über den ganzen Regelbereich geöffnet bleiben. Als weitere Möglichkeit kann der Kältemittelkompressor unabhängig von den herrschenden Temperaturen abgeschaltet werden (Kraftstoffersparnis).

Um Unausgeglichenheiten in Sonderfällen zu überspielen, werden die Seitendüsen bezüglich Luftmenge und Ausblasrichtung getrennt manuell eingestellt. Die Innenraumtemperatur darf insbesondere wegen des großen Einflusses der Raumumschließungsflächen (insbes. der Scheiben) auf die Behaglichkeit nicht unabhängig von der Aussenlufttemperatur konstant bleiben. Sie muß im Winter bei 25 – 28° C, in der Übergangszeit bei 20 – 23° C und im Sommer bei hohen Außenlufttemperaturen bei 23 – 26° C liegen.

Literatur

[1] Frank, W., Fragen der Beheizung und Belüftung von Kraftfahrzeugen, ATZ 73, (1971), S. 369 – 376.

[2] Fiala, E., Die Klimatisierung von Kraftfahrzeugen, VDI-Zeitschrift 100 (1958), S. 5 – 15.

[3] Frank, W., Die Vereinfachung der Bedienung von Klimaanlagen in Kraftfahrzeugen. Vortrag bei der Jahrestagung der VDI-Fachgruppe Fahrzeugtechnik (ATG) 26.-28. 10. 1970.

[4] Veil, W., u. Dietzsch, K., Belüftung, Heizung und Kühlung des Innenraumes von Kraftfahrzeugen. Bussien, ATH, 18. Aufl. (1965), S. 939 – 960.

2.3 Lastkraftwagen und Omnibus

2.31 LKW-Rahmen

Dietrich Fuchs

1 Die Belastungen eines LKW-Rahmens über seine statische Vorlast hinaus
2 Probleme aus der Rahmen- Längsträgerbiegung
3 Probleme aus der Rahmen-Horizontalbiegung
4 Probleme aus der Rahmen-Querbiegung
5 Probleme aus der Rahmen-Drillung
6 Gemeinsame Annahmen für verschiedene Modelle
61 Annahmen in Modell (11)
62 Annahmen in Modell (12)
63 Annahmen in Modell (14)
64 Annahmen in Modell (31)
65 Annahmen in Modell (71)
66 Annahmen in Modell (72)
7 Typische Momentenverläufe
8 Unterschiedliche Ergebnisse aus verschiedenen Annahmen für den jeweils in allen Fällen gleichen Rahmen
81 U-Profil-Rahmen
82 Kastenrahmen mit Querrohren
9 Schlußbemerkung

1 Die Belastung eines LKW-Rahmens über seine statische Vorlast hinaus sind

Statische Belastungen

- Biege- und Drillbelastung infolge einseitiger Beladung,
- Biegebelastung als Folge von Achslastverlagerungen durch Bodenunebenheiten in Fahrtrichtung bei Fahrzeugen mit mehr als 2 Achsen,
- Biegebelastung aus Hangabtriebskräften an Steigung und Gefälle,
- Drillbelastung infolge von Radlastverlagerungen aus diagonalen Bodenunebenheiten,
- Horizontalbiegung durch langsame Kurvenfahrt bei Fahrzeugen mit mehr als einer ungelenkten Achse.

Langsame dynamische Belastungen

- Biege- und Drillbelastung infolge Kurvenfahrt, Wank- und Nickschwingungen,

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978

Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

- Biegebelastung aus Anfahr- und Bremskräften,
- Horizontalbiegung aus seitlichen Komponenten eventueller Deichselkräfte.

Schnelle dynamische Belastungen

- Örtliche Biege- und Drillbelastungen aus kurzwelligen Fahrbahnstößen,
- Biegebelastungen aus eventuell auftretenden Schwingungen innerhalb des Fahrzeuges.

Alle diese Belastungen sind mögliche Betriebszustände, es dürfen demzufolge die zulässigen Spannungen an keiner Stelle des Rahmens überschritten werden. Sie sind in die elementaren Belastungen

- Längs-Biegebelastung (Rahmenlängsträger-Biegung),
- Quer-Biegebelastung (Querträger-Biegung),
- Horizontal-Biegebelastung und
- Drillbelastung.

zerlegbar und so der rechnerischen Behandlung zugänglich.

2 Probleme aus der Rahmen-Längsträgerbiegung

Nach der linearen Biegetheorie gilt der Formelzusammenhang in Bild 1.

Zur Erhöhung der Biegesteifigkeit werden vielfach Hilfsrahmen gewählt. Eine Verbindung zwischen Hilfs- und Hauptrahmen nennt man schubfest, wenn in der Verbindungsebene (Bild 2) Relativverschiebungen zwischen ihnen überall unterbleiben.

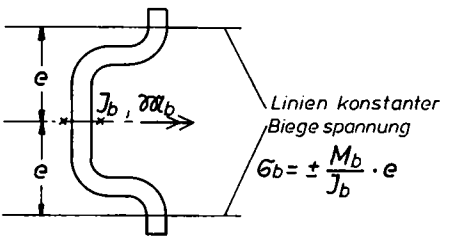


Bild 1. Linearer Biegespannungszustand mit

M_b = Biegemoment, I_b = Biegeträgheitsmoment, e = derjenige Abstand von der biegeneutralen Zone, für welchen die Biegespannung gilt

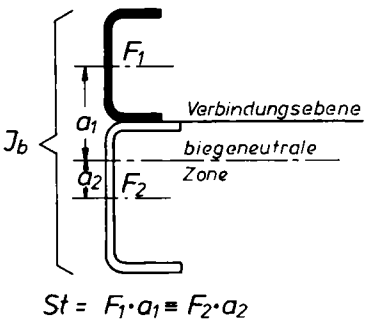


Bild 2. Schub in der Verbindungsebene zweier schubfest miteinander verbundener Profile bei Querkraftschub

Die Schubkräfte pro Längeneinheit sind dabei:

$$q = \frac{Q \cdot St}{I_b}$$

mit Q = Querkraft im betrachteten Trägerabschnitt,

St = statisches Moment einer von der Verbindungsebene abgetrennten Teilprofil-Querschnittsfläche Fi mit deren Schwerpunktabstand a; von der gemeinsamen biegeneutralen Zone,
$St = F_1 \cdot a_1 = F_2 \cdot a_2$
Ib = gemeinsames Biegeträgheitsmoment.

Halten die Verbindungselemente zwischen den Einzel-Profilen der Strecken-Schubkraft q nicht stand, so tritt Relativgleiten ein, die Verbindung ist dann nicht schubfest.

Bei der schubfesten Verbindung zweier zu einem Biegeträger zusammengefaßter Profile ist das gemeinsame Biegeträgheitsmoment das der Profilkombination, bei nicht schubfester Verbindung (Relativgleiten) dagegen das der Summe der Einzelprofil-Trägheitsmomente (Bild 3).

Im Falle einer Biegeschwingung ist für dessen Frequenz ausschließlich I_b verantwortlich:

bei, für die auftretenden Schwingungsamplituden, schubfester Verbindung das gemeinsame I_b, mit hierbei nicht schubfester Verbindung dagegen nur $I_{b1} + I_{b2}$ (Bild 4).

$$\text{mit } c = \frac{P}{f};\ c \sim J_b$$

$$\text{wird die Kreisfrequenz } \omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \sim \sqrt{J_b}$$

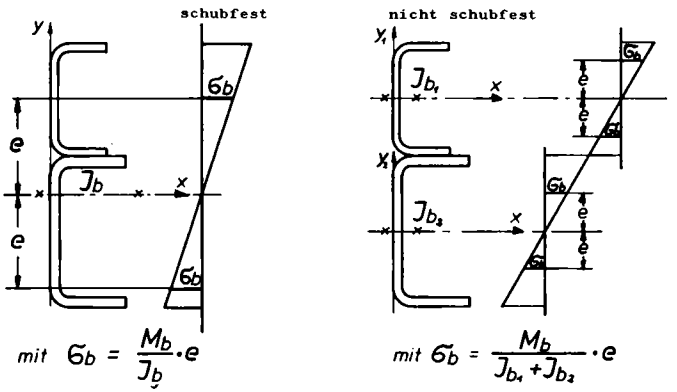


Bild 3. Biegespannungsverläufe nach der linearen Biegetheorie bei gemeinsamer Biegung zweier schubfest bzw. nicht schubfest miteinander verbundener Profile

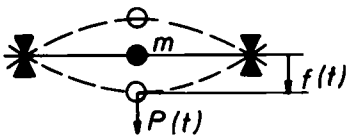


Bild 4. Einmassen-Biegeschwingungssystem

Meist sind die Verbindungen zwischen Hilfs- und Hauptrahmen für die bei Schwingungserscheinungen auftretenden kleinen Querkräfte als schubfest zu betrachten! Andererenfalls würde durch die Relativreibung eine erhebliche Dämpfung auftreten.

3 Probleme aus der Rahmen-Horizontalbiegung

Alle Träger werden hierbei auf Biegung um die Fahrzeughochachse belastet (Bild 5 u. 6). Dieser Belastungsfall ist einer statisch unbestimmten Berechnung zugänglich, wobei die Profilträgheitsmomente um deren Hochachse einzusetzen sind.

Bei der Berechnung kann im Prinzip nach [21] (322) vorgegangen werden, es sind allerdings die Knotenverbindungen zwischen Längs- und Querträger genau auf ihre Steifigkeit hin zu untersuchen.

Hierzu einige Beispiele: (Bild 7–13)

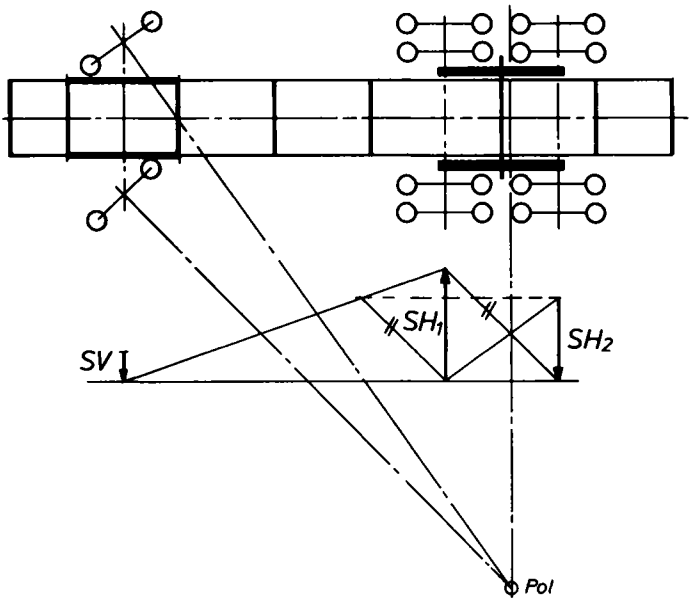


Bild 5. Seitenkräfte und Drehpol (näherungsweise) am Dreiachser bei langsamer Kurvenfahrt: SH 1-max ≈ Achslast der 1. Hinterachse x höchstmöglicher Kraftschlußbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn

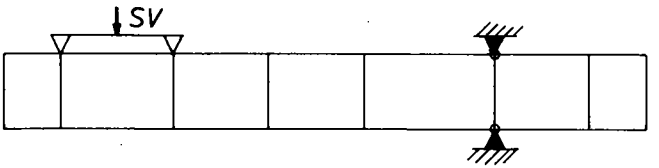


Bild 6. Rahmenbelastung aus den Seitenkräften: Dieser Rahmen entspricht bei Horizontalbiegebelastung einem Gitterträger ohne Diagonalstäbe!

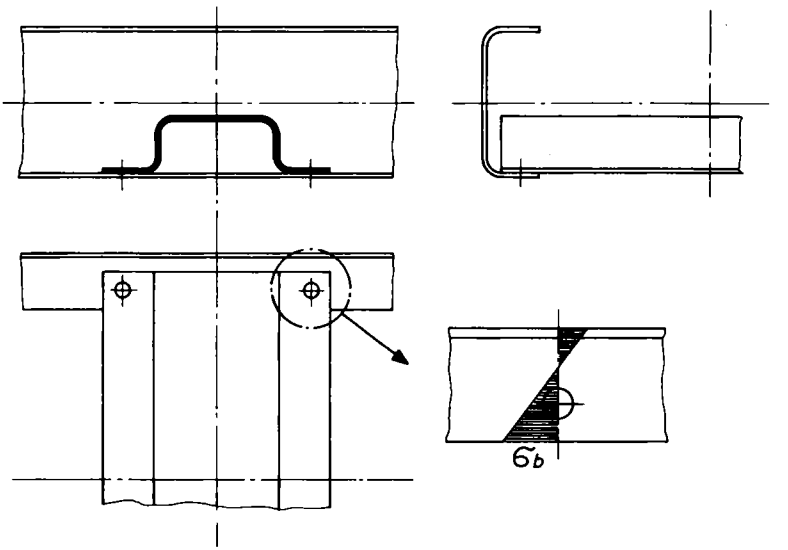


Bild 7. Querträgeranschluß nur am Untergurt: Der Querträger erfaßt nur den Längsträgeruntergurt, der Obergurt weicht der Belastung aus und trägt dadurch im Knotenbereich kaum zur Steifigkeit bei. Der Knoten wird dadurch gegen Horizontalbiegebelastung weicher, die Horizontalbiegespannungen im Untergurt jedoch werden hoch!

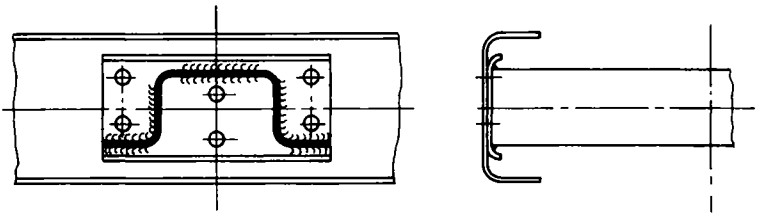


Bild 8. Querträgeranschluß nur im Steg: Die Querträger erfassen nur die membranweichen Längsträgerstege, dies führt zu einer Verformung im Knoten und damit zu einer Reduzierung der Steifigkeit gegen Horizontalbiegebelastung

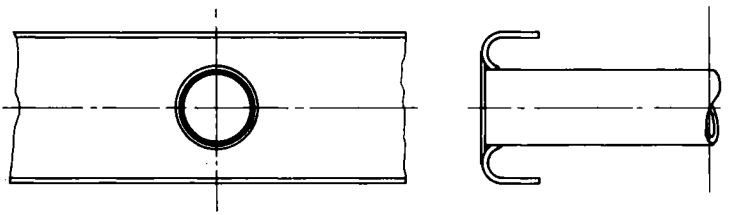
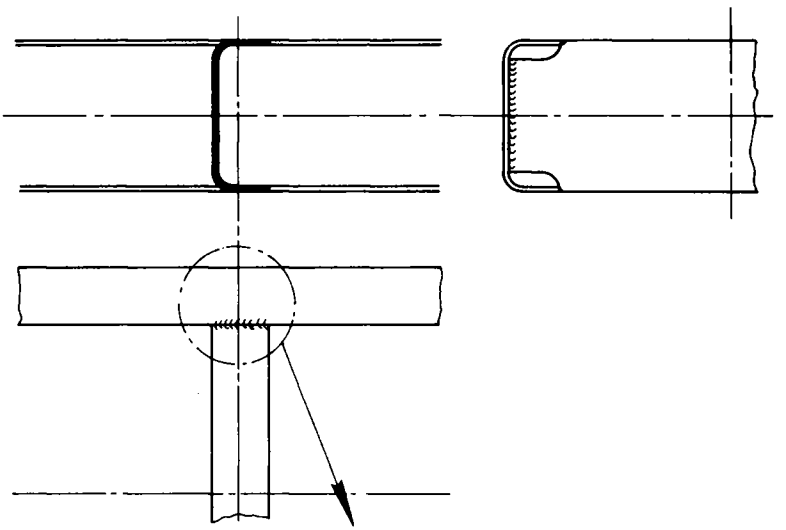


Bild 9. Rohrquerträger-Anschluß: Dieser Querträgeranschluß ist noch membranweicher, die Knoten-Ausgangsverformung ist noch größer und die Steifigkeit gegen Horizontalbiegebelastung noch geringer als im obigen Fall



(Bild 11)

Bild 10. Querträgeranschluß an Ober- und Untergurt:
Bei einem solchen Querträgeranschluß werden die gegen Horizontalbiegebelastung steifen Ober- und Untergurte erfaßt, dies jedoch mit einer kleinen Basis (s. Bild 11)

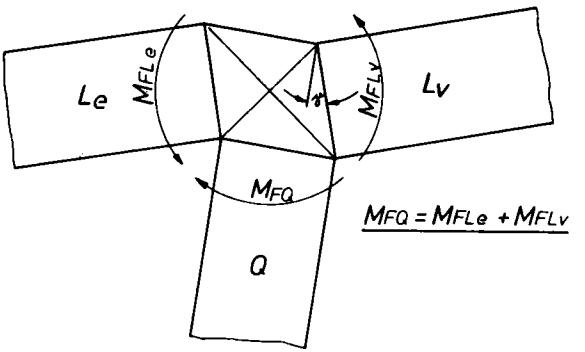


Bild 11. Knotenfeld des Ober- bzw. Untergurtes:
Unter Horizontalbiegebelastung erfahren die Knotenfelder der Ober- bzw. Untergurte aus Bild 10 Schubverformungen, welche zu einer Steifigkeitseinbuße führen

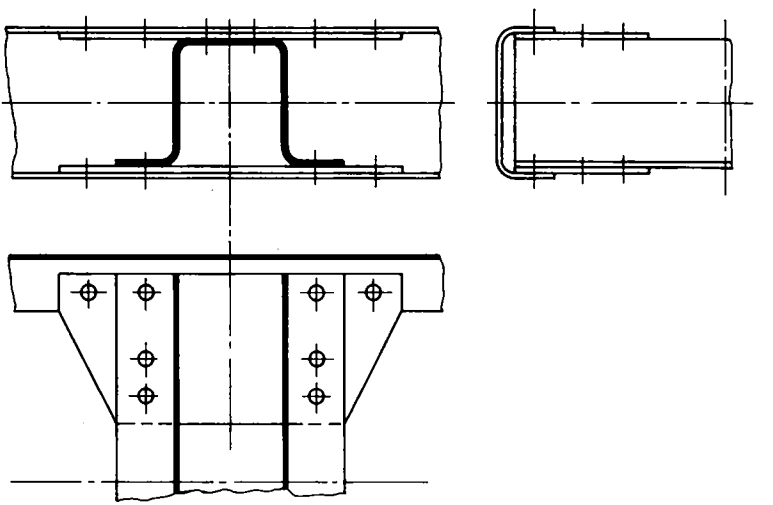


Bild 12. An Ober- und Untergurt versteifter Querträgeranschluß:
Gegen Horizontalbiegebelastung sind die Trägerabschnitte im Knotenbereich erheblich versteift

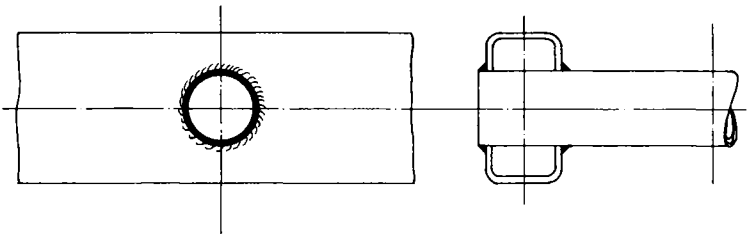


Bild 13. Anschluß eines Rohrquerträgers am Kastenlängsträger:
Die zweischnittige Übertragung der Horizontal-Biegemomente in die Querträger sichert hohe Knotensteifigkeiten

Für einen gegebenen Rahmen müssen bei dessen Nachrechnung gegen Horizontalbiegebelastung die einzelnen Steifigkeitsverhältnisse in den Knotenbereichen (Bild 7 bis 13) durch entsprechende Korrekturen der Biege-Trägheitsmomente um die Hochachse berücksichtigt werden.

Bei Rahmenkonstruktionen ist grundsätzlich anzustreben, die Querträger gleichmäßig über die Rahmenlänge zu verteilen, sie gegen Horizontalbiegebelastung mit untereinander gleicher Steifigkeit auszustatten und die Knotensteifigkeiten einander möglichst anzugleichen.

So wird vermieden, daß einzelne Querträgeranschlüsse schon überlastet werden, bevor andere voll zum Tragen kommen.

Auf den Rahmen aufgesetzte Aufbauten übernehmen vielfach, ob erwünscht oder unerwünscht, einen großen Teil der Horizontalbiegebelastung.

4 Probleme aus der Rahmen-Querbiegung

Quer-Biegebelastung ist, soweit sie direkt über Querträger abgestützt wird, unproblematisch. (Bild 14)

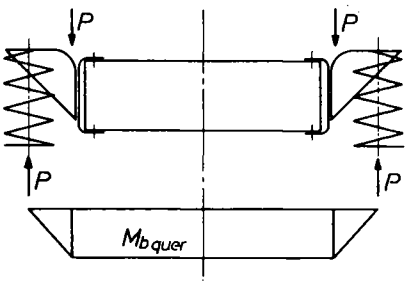


Bild 14. Querbiegung im Rahmen durch die Federkräfte

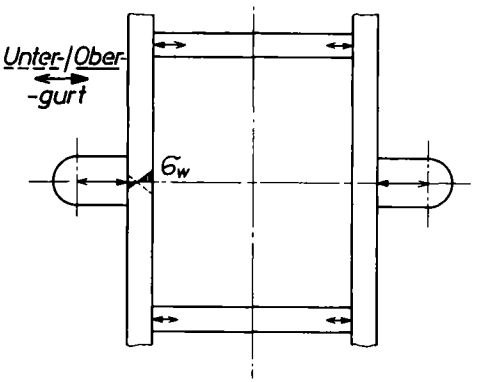


Bild 15. Wölb-Normalspannungen infolge der Rahmen-Querbiegung

Sitzt im Bereich der Federböcke kein Querträger, so werden die Längsträger auf Drillung belastet, was im vorliegenden Beispiel zu hohen Wölbnormalspannungen in den Längsträgergurten führt.

Alle Kräfte, die außerhalb des Längsträger-Schubmittelpunktes angreifen, sind durch möglichst benachbarte Querträger abzustützen (Bild 15).

5 Probleme aus der Rahmen-Drillung

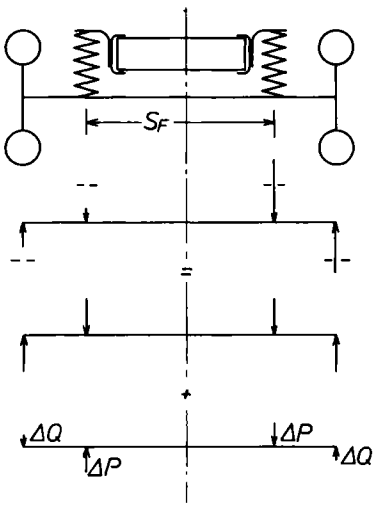
Bei einer Rahmenverwindung wird das Drillmoment über die Raddruckunterschiede der achsgleichen Räder in den Rahmen eingeleitet: (Bild 16).

Das Verhalten von Rahmen mit unterschiedlichen Bauprinzipien bei Drillbelastung wird anhand einiger Rahmenmodelle untersucht. Für die vergleichende Betrachtung liegt folgender Systemlinienaufbau zugrunde: (Bild 17).

Folgende Profile werden rechnerisch unter zum Teil verschiedenen Annahmen zu Rahmenmodellen gleichen Systemlinienaufbaus kombiniert (Bild 17a):

1. *Rohr mit* $I_b = 1\ cm^4$; $I_t = 2\,cm^4$; $D_m{:}s = 30$:
   $D_m = 2{,}96\,cm$
   $s = 0{,}0986\,cm$
   $F = 0{,}916\,cm^2$

2. *Rohr mit* $I_b = 0{,}1\ cm^4$; $I_t = 0{,}2\ cm^4$; $D_m{:}s = 15$:
   $D_m = 1{,}402\ cm$
   $s = 0{,}0933\ cm$
   $F = 0{,}411\ cm^2$



Zum Bild von oben nach unten:
— Modell einer Achse für nachfolgendes Belastungsschema
— Federkräfte bei unterschiedlichen Radlasten an einer Achse
— Statische Anteile der Federkräfte und Radlasten
— Differenzfederkräfte und -radlasten; $\Delta P \cdot S_F$ = in den Rahmen eingeleitetes Drillmoment

Bild 16. Zerlegung der Federkräfte in eine statische Vertikalbelastung und eine Drillbelastung

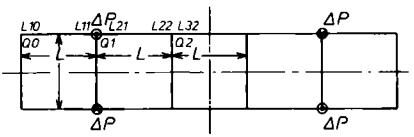


Bild 17. Rahmenmodell für die Vergleichsrechnungen:
Die Drillbelastung erfolgt durch die eingezeichneten Kräftepaare

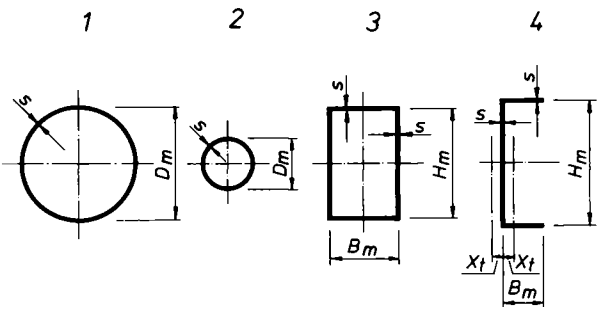


Bild 17a. Rahmenprofile

3. *Kastenprofil mit* $I_b = 1\,cm^4$; $I_t = 1\,cm^4$; $s = 0{,}03 \times H_m$:

$H_m = 2{,}89\,cm$
$B_m = 1{,}8\,cm$
$s = 0{,}0857\,cm$
$F = 0{,}804\,cm^2$

4. *[-Profil mit* $I_b = 1\,cm^4$; $H_m : B_m : s = 3:1:0{,}1$:

$H_m = 3{,}31\,cm$
$B_m = 1{,}1034\,cm$
$s = 0{,}011034\,cm$
$I_t = 0{,}00247\,cm^4$
(I_t wird teilweise = 0 gesetzt)
$C_t = 0{,}135\,cm^6$ (nach [1]).

Die Berechnungen (Bild 18) werden mit folgenden gemeinsamen Annahmen durchgeführt:

- Allen angestellten Berechnungen liegen für die Einzelträger bzw. deren Abschnitte klar definierte Einspannbedingungen zu Grunde;
- In den Rechnungen wird die räumliche Ausdehnung der Querträgeranschlüsse vernachlässigt; die Längen der Trägerabschnitte ergeben sich aus den Systemlängen;
- Die Spannungsverteilung infolge der Biegemomente wird als linear (entspricht ebenbleibenden Querschnitten) angenommen;
- Es werden nur Wölbmomente erster Ordnung betrachtet, die zu linearen Spannungsverteilungen führen. Q.-V.-Momente sind hier Querschnittsverformungsmomente erster Ordnung mit konstantem mittleren Schub in den einzelnen Querschnittswänden [1].

Die rechnerischen Normalspannungen σ und Schubspannungen τ werden nach später im einzelnen noch zu erläuternden Ansätzen ermittelt und über die Gestaltänderungshypothese zu Vergleichsspannungen $\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$ umgerechnet. Der Reziprokwert des in einem Modell höchsten rechnerischen Vergleichsspannungswertes $\sigma_{v_{max}}$, dividiert durch das Modellgewicht Q, wird als die *spezifische Drill-Widerstandsfähigkeit* definiert.

Die zwischen den Kräftepaaren rechnerische Rahmendrehfederkonstante $C_t = 1/\varphi_{2,4}$, dividiert durch das Modellgewicht Q, ist die *spezifische Drillsteifigkeit.*

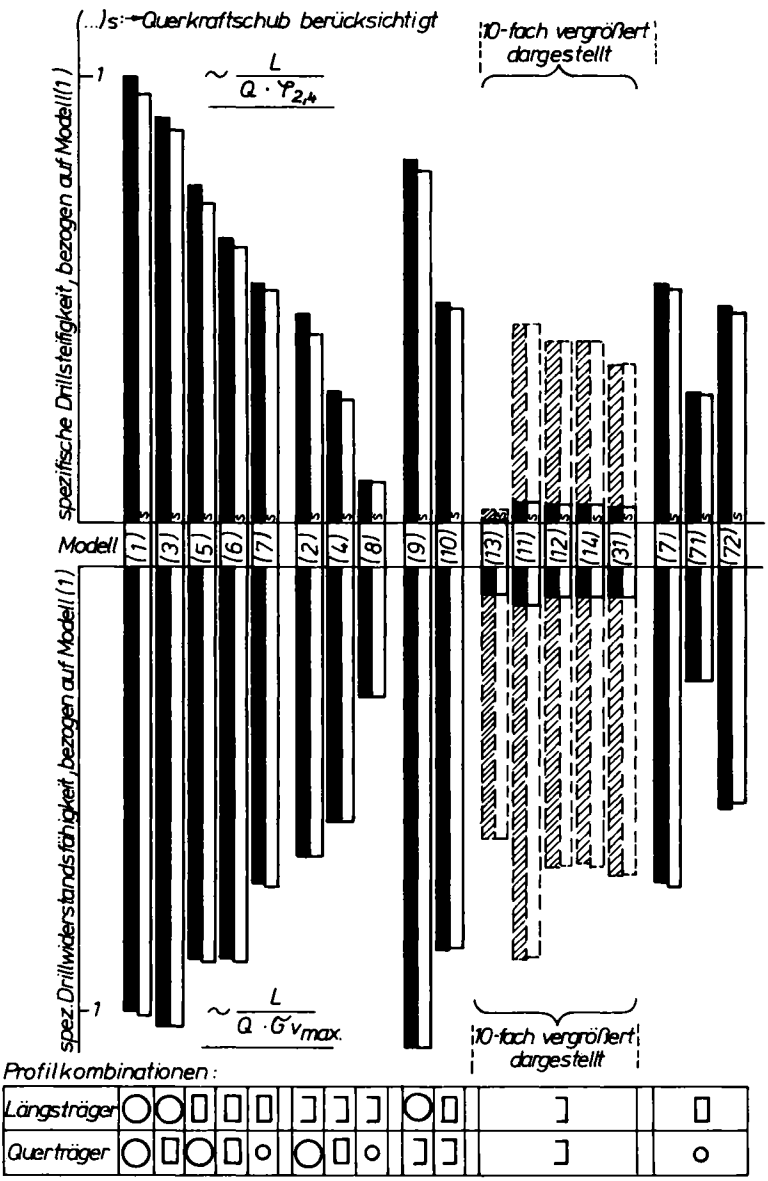


Bild 18. Balkendiagramm

6 Gemeinsame Annahmen für verschiedene Modelle

Gemeinsame Annahme für die Modelle (1, 3, 5, 6, 7, 2, 4, 8, 9, 10, 13):

Die Profile werden zwischen den Systemlinien-Schnittpunkten als Stäbe konstanter spezifischer Drilling angenommen. Hierdurch kann für die Profile, jeweils über deren Stablänge, eine sich nicht verändernde Querschnittsgestalt und in den Knotenpunkten *unbehinderte* Querschnittsverwölbung angenommen werden.

61 Annahmen in Modell (11)

Wie in [2, 3, 4, 5] wurde hier angenommen, daß die Trägerabschnitte zwischen den Systemlinien-Schnittpunkten an ihren Enden bzw. in den Knotenpunkten wölbstarr eingespannt sind (Bild 19):

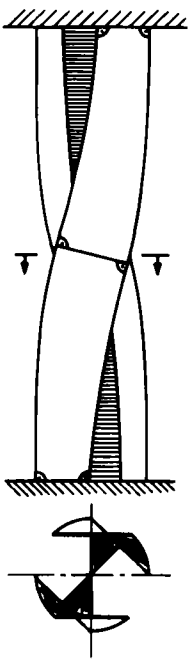


Bild 19. Drilling eines Doppel-T-Trägers bei beidseitig wölbstarrer Einspannung

Wie in [20] Abschnitt VII 111 beschrieben, werden für die Trägerabschnitte Ersatz-Torsionsträgheitsmomente I_t ermittelt, welche, über die Stablänge von Ersatzstäben als konstant angenommen, gleiche

Trägerdrillung bei gleichem Drillmoment ergeben. Abhängig vom Drillmoment treten in den Einspannstellen Wölb-Normalspannungen σ_w auf, welche in die Festigkeitsbetrachtung eingehen.

62 Annahmen in Modell (12)

Aus der Erkenntnis, daß im Knotenelement einer Flanschebene bei wölbsteifer Verbindung zwischen Längs- und Querträger ein lokales Spannungsgleichgewicht herrschen muß, wird hier eine Abschätzung getroffen (Bild 20). Hierzu wird stets linearer Wölbspannungsverlauf angenommen.

Hierbei werden jene Rahmeneckpunkte, in welchen sich nur zwei Trägerenden treffen, entsprechend Modell (11) als wölbstarr angenommen. Für die übrigen Rahmenknotenpunkte wird über die Annahme eines unendlich langen Rahmens eine Knotenverwölbung errechnet, welche als Randbedingung (wie in [20], Abschn. VII, 112 beschrieben) in die Ermittlung der Ersatz-Torsionsträgheitsmomente eingeht. Es ergeben sich hiernach drei unterschiedliche Knoten-Einspannwölbungen:

1. Ohne Verwölbung, an den Rahmenecken: Verwölbungsstufe „0",
2. Verwölbung in Richtung der unbehinderten Verwölbung bei Drillung der Längsträgerabschnitte: Verwölbungsstufe „1",
3. Verwölbung, der Trägerdrillung entgegen gerichtet, für die inneren Querträger: Verwölbungsstufe „2".

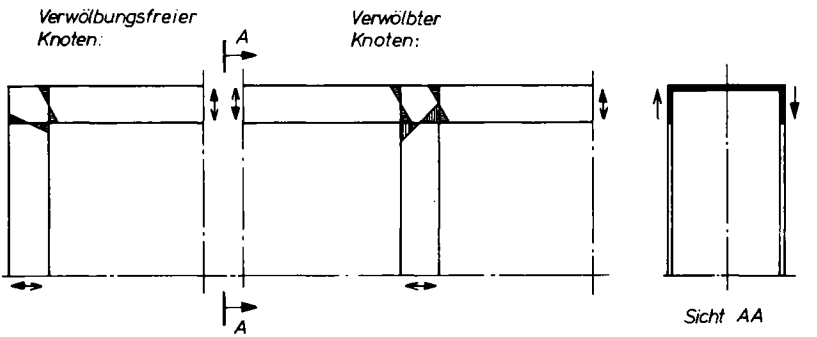


Bild 20. Abschätzung der Knotenverwölbungen im reinen U-Profilrahmen

Damit ergeben sich vier verschiedene Kombinationen für die Einspannbedingungen der Trägerabschnitte:

1. Verwölbungsstufen „0" ÷ „0" (äußere Querträger),
2. Verwölbungsstufen „0" ÷ „1" (Endabschnitte der Längsträger),
3. Verwölbungsstufen „1" ÷ „1" (innere Längsträgerabschnitte),
4. Verwölbungsstufen „2" ÷ „2" (innere Querträger).

Entsprechend sind vier verschiedene Ersatz-Torsionsträgermomente I_t in die Rechnung einzusetzen. Rückwärts sind dann aus den Drillmomenten über die Einspannbedingungen die Wölbspannungen zu errechnen.

63 Annahmen in Modell (14)

Zur genaueren Erfassung der Wölbnormalspannungen [20] werden Wölbmomente 1. Ordnung als Schnittkräfte in die statisch unbestimmte Berechnung aufgenommen (Bild 21).

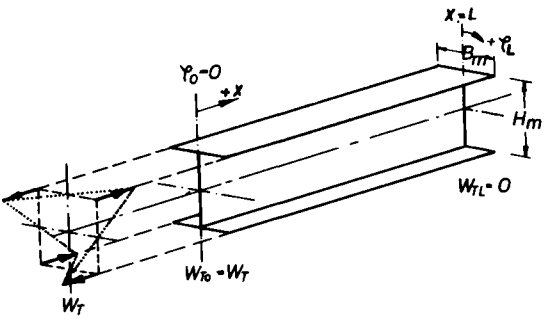


Bild 21. Einseitige Einleitung eines Wölbmomentes 1. Ordnung in einen nicht eingespannten Doppel-T-Träger

Entsprechend den linear angenommenen Spannungsverteilungen können aus den errechneten Wölbmomenten die Wölbnormalspannungen ermittelt werden.

64 Annahmen in Modell (31)

Die Schubverformung in den Knotenfeldern wird über eine Abschätzung mit berücksichtigt [20]. Es wird der linear angenommene Spannungsverlauf, entsprechend einem Wölbmoment 1. Ordnung, durch eine Eigenkraftgruppe mit gleichem Wölbmoment ersetzt (Bild 22).

Mit der Annahme, daß die Wölbmomente nur über die Profilflansche übertragen werden, ergibt sich die in Bild 23 dargestellte Situation.

Die mittlere Gleitung γ wird als von den Wölbmomenten abhängig mit in die statisch unbestimmte Berechnung eingeführt.

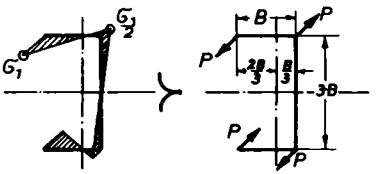


Bild 22. Reduzierung eines Wölbmomentes 1. Ordnung auf eine Eigenkraftgruppe

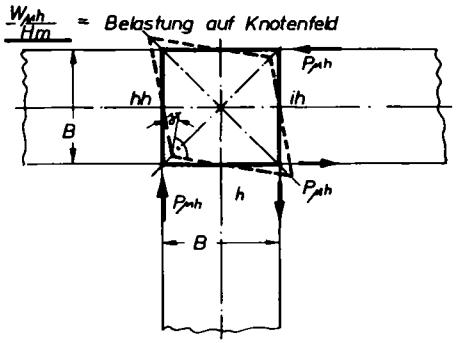


Bild 23. Abschätzung der Knotenfeld-Schubverformung in den Ober- und Untergurten reiner U-Profilrahmen

65 Annahmen in Modell (71)

Je nach Querträgeranschluß wird das Biegemoment eines Rohrquerträgers mehr oder weniger vollständig in ein Kräftepaar, wirkend auf die Stegwände des Kastenträgers, umgesetzt (Bild 24).

Annahme: Die Querschnittsverformung des Längsträgers wird durch den Querträgeranschluß nicht behindert.

Neben den Wölbmomenten werden hier auch die Querschnittsverformungsmomente als Schnittkräfte in die statisch unbestimmte Berechnung [20] aufgenommen. Die Längsträgerenden sind als offen angenommen.

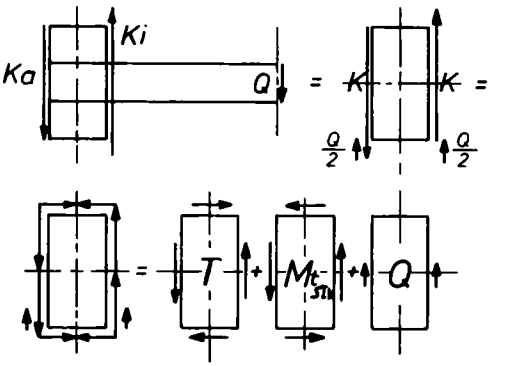


Bild 24. Auflösung der Querträger-Einspannkräfte:
$M_{TST.V.}$ = St. VENANTsches Torsionsmoment
T = Querschnittsverformungsmoment

66 Annahmen in Modell (72)

Gegenüber Modell (71) sind die Längsträgerenden durch rechnerisch als schubstarr angenommene Endscheiben verschlossen.

7 Typische Momentenverläufe

Modell (6): Längs- und Querträger biege- und drillsteif (Bild 25)
Modell (4): Längsträger drillschlaff, sonst wie Modell (6) (Bild 26)
Modell (10): Querträger drillschlaff, sonst wie Modell (6) (Bild 27)

Es bedeuten:

MBL = Längsträger – Biegemoment,
MTL = Längsträger – Drillmoment,
MBQ = Querträger – Biegemoment,
MTQ = Querträger – Drillmoment.

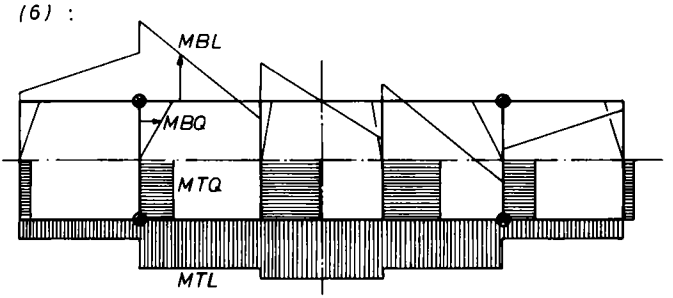


Bild 25. Momentverlauf am Rahmenmodell mit biege- und drillsteifen Quer- und Längsträgern

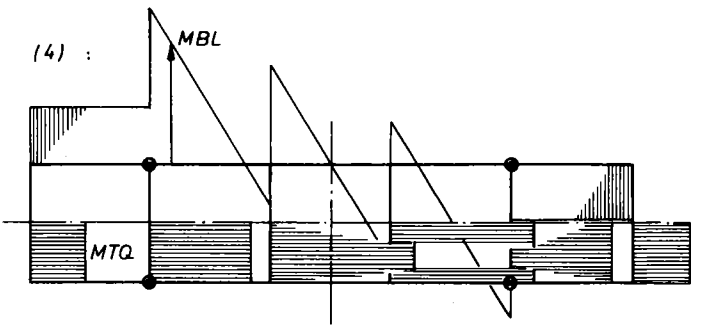


Bild 26. Momentverlauf am Rahmenmodell mit biege- und drillsteifen Querträgern, biegesteifen und drillschlaffen Längsträgern

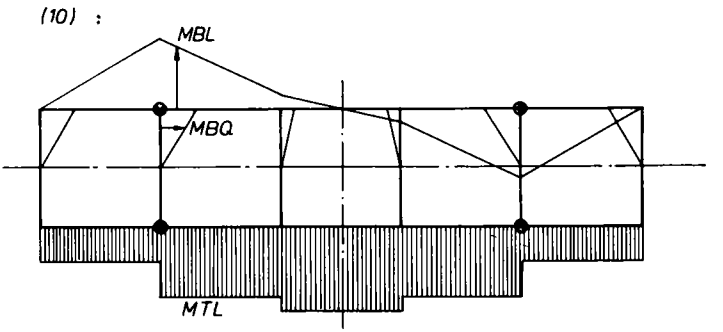


Bild 27. Momentverlauf am Rahmenmodell mit biege- und drillsteifen Längsträgern, biegesteifen und drillschlaffen Querträgern

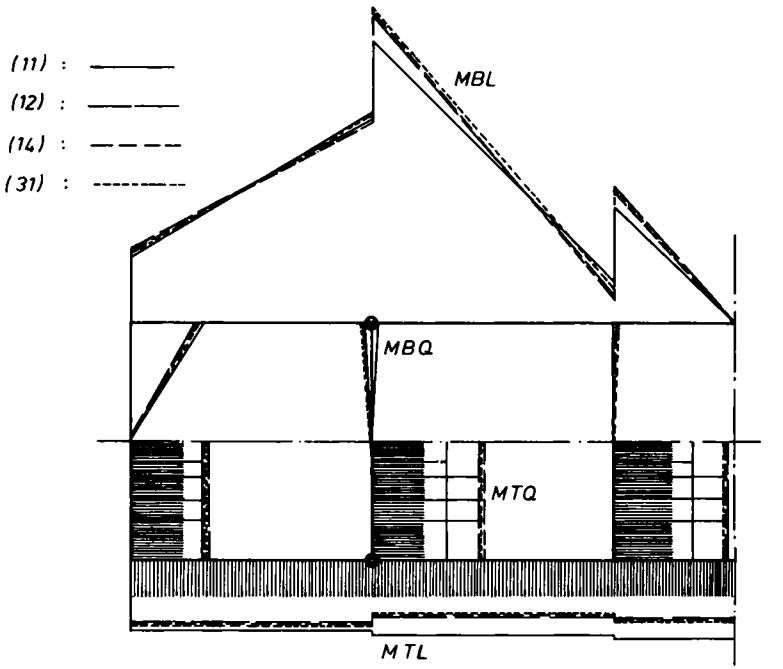
8 Unterschiedliche Ergebnisse aus verschiedenen Annahmen für den jeweils in allen Fällen gleichen Rahmen

81 U-Profil-Rahmen

Modell (11): alle Knoten wölbstarr angenommen,
Modell (12): abgeschätzte Knotenverwölbungen,
Modell (14): errechnete Knotenverwölbungen,
Modell (31): errechnete Knotenverwölbung und Knotenschubverformung.

Es bedeuten:

WL = Längsträger – Wölbmoment,
WQ = Querträger – Wölbmoment.



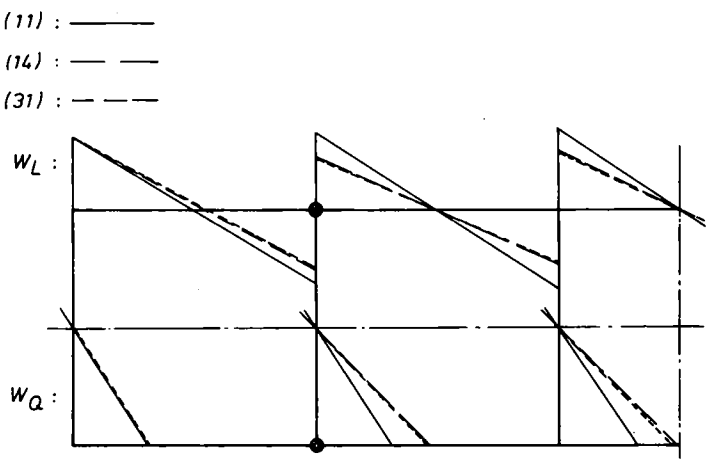


Bild 28. Unterschiedliche rechnerische Momentverläufe bei verschiedenen Annahmen für dasselbe U-Profil-Rahmenmodell

82 Kastenrahmen mit Querrohren

Modell (7): Alle Profilquerschnitte sind als „ebenbleibend" und „unverformt" angenommen,

Modell (71): Für die Längsträger sind Querschnittsverwölbung und -verformung rechnerisch berücksichtigt.
Die Längsträgerenden sind als „offen" angenommen,

Modell (72): Wie Modell (71), jedoch mit schubstarr angenommenen Längsträger-Endscheiben.

Es bedeuten:

U = Veränderliche einer DGL [1],
W_x = Wölbmomentenverlauf über den Längsträger,
σ_w = hierzu proportionale Wölb-Normalspannungen in den Profilecken,
T_x = Querschnittsverformungs-Momentenverlauf über den Längsträger,
X_x = Querschnittsverformungs-Verlauf über den Längsträger,
σ_{bs} = hierzu proportionale Umfangsbiegespannung in den Profilecken.

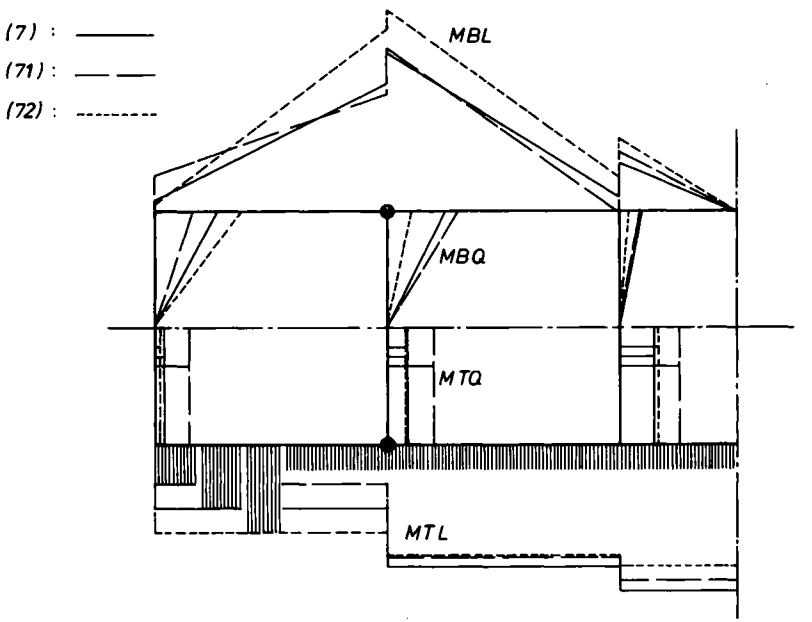


Bild 29. Unterschiedliche rechnerische Momentverläufe bei verschiedenen Annahmen für dasselbe Rahmenmodell aus Längskastenträgern und Querrohren

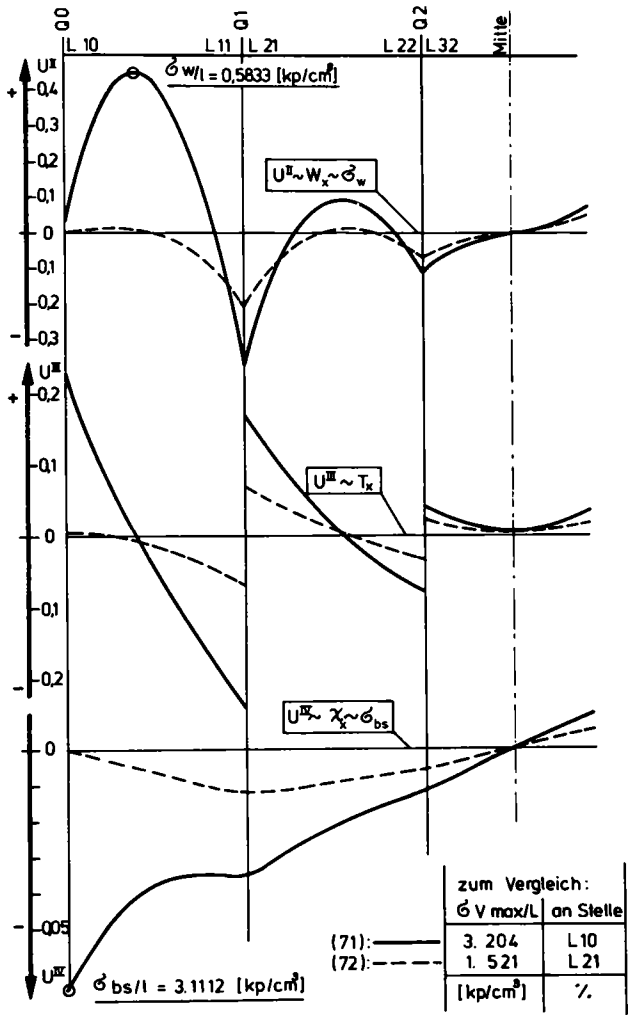


Bild 30. Wölbspannungen σ_w und Umfangsbiegespannungen σ_{bs} infolge Querschnittsverformung am Rahmenmodell aus Längskastenträgern und Querrohren, einmal mit und einmal ohne schubstarre Endscheiben an den Längsträgerenden

9 Schlußbemerkung

Die Übergänge der Rechenansätze von Modell (11) über Modell (12) und (14) zu Modell (31) beinhalten immer Verbesserungen in wesentlichen Punkten.

Die Richtigkeit der Annahmen in Modell (71) bzw. (72) ist von der Querschnittsverformungsbehinderung in den Querträgeranschlüssen abhängig. Ist die Querschnittsverformung stark behindert bzw. unterbunden, so ist der Ansatz nach Modell (7) richtiger.

Literatur

[1] Czerwenka, G., Schnell, W., Einführung in die Rechenmethoden des Leichtbaus I., Mannheim 1967.
[2] Erz, K., Über die durch Unebenheiten der Fahrbahn hervorgerufene Verdrehung von Straßenfahrzeugen. Diss., T.H. München 1956, ATZ 59 (1957), S. 89–96, S. 163–170, S. 345–347, S. 371–375.
[3] Rösch, V., Über die Beanspruchung der Nutzfahrzeugrahmen und ein Verfahren zu ihrer statischen Berechnung bei Verwindung. Diss., T. H. Aachen 1957.
[4] Bergmann, W., Beitrag zur Untersuchung verwindungsnachgiebiger Ackerwagen-Rahmenwerke. Diss. T.H. Braunschweig 1952.
[5] Neu, H.-J., Zur Berechnung von Rechteckrahmen aus offenen, dünnwandigen Profilträgern bei Biegung und Verwindung. Automobil-Industrie 14 (1969), S. 33–42.
[6] Heilig, H., Der Schubverformungseinfluß auf die Wölbkrafttorsion von Stäben mit offenem Profil. Der Stahlbau (1961), S. 97–103.
[14] Bergmann, W., Die Gestaltfestigkeit von Lastfahrzeugrahmen insbesondere bei Verwindungsbeanspruchung. ATZ (1955), S. 1–6, S. 37–41.
[15] Erker, A., Untersuchung über die Dauerhaltbarkeit von Kraftfahrzeugrahmen. Belastbarkeit geschweißter Kastenträger. Deutsche Kraftfahrforschung, Zwischenbericht 80 (1940).
[16] Thum, A., Erker, A., Zur Beanspruchung von Lastfahrzeugrahmen. ATZ (1941), S. 167–171.
[17] Neuber, H., Schubmittelpunkt und Querschnittsverwölbung dünnwandiger Träger unterhalb der Beulgrenze. Zamm (1941), S. 91–95.
[18] Hoffmeister, O., Berechnung der Verdrehsteife von Fahrzeugrahmen. Kraftfahrtechnische Forschungsarbeit 8, Berlin 1937, S. 11–17.
[19] Fuchs, D., Unterschiedliche Verwindungssteifigkeiten von Nutzfahrzeugrahmen bei verschiedenen Einsatzbedingungen. MAN-Forschungsheft 14, (1968/69).
[20] Fuchs, D., Berechnung und Vergleich verschiedener Bauprinzipien für Leiterrahmen der Nutzfahrzeuge bei Drillbelastung. Diss., T.U. München 1972.
[21] Erz, K., Der Fahrgestell-Rahmen von Lastkraftwagen. ATH, Bd. 2. S. 757–818. Berlin 1965.

2.32 Führerhaus für Nutzkraftwagen

Werner Schmidt

1 Der Fortschritt in der Entwicklung von LKW-Fahrerhäusern
11 Wartungs- und Reparaturfreundlichkeit
111 Frontlenker-Fahrerhäuser
112 Haubenwagen-Fahrerhäuser
12 Fertigung und Formgestaltung
13 Komfort-Verbesserung
14 Sicherheit

1 Der Fortschritt in der Entwicklung von LKW-Fahrerhäusern

11 Wartungs- und Reparaturfreundlichkeit

111 Frontlenker-Fahrerhäuser

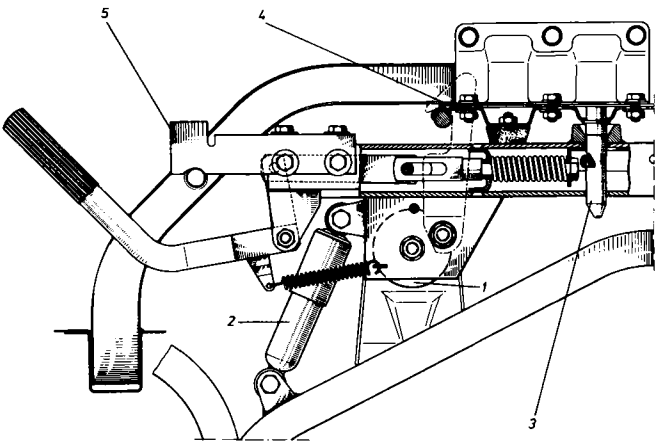
Bild 1. M.A.N.-Frontlenker-Fernfahrerhaus der schweren Reihe. Liegesitze mit Kopfstütze. Fußende der oberen Liege abklappbar

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

Die Forderung nach erleichtertem Zugang zu den einzelnen Aggregaten des Motors und seiner Bedienungselemente sowie der Bedienungselemente des Fahrzeuges überhaupt hatte zur Entwicklung des kippbaren Fahrerhauses geführt. Im Zuge dieser Entwicklung war man bestrebt, die trennende und einengende Wirkung des in das Fahrerhaus hineinragenden Motors zu beseitigen. Durch Höhersetzen des Fahrerhaus-Bodens und niedrigere Motorbauweise (V-Motoren – Schrägstellung der Reihenmotoren) erreichte man einen freien Durchstieg vom Fahrer zum Beifahrer. Ein bequemer 3. Sitz auf der Motorhaube war möglich und vergrößerte das Sitzangebot. Bei Schlafliegen-Fahrerhäusern bot sich größerer Raum über den Liegen an. (Bild 1).

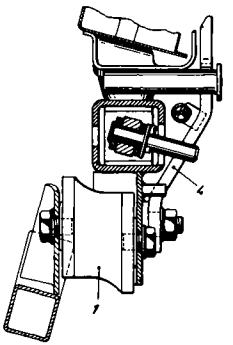
Mit dieser Untersitzmotor-Anordnung hat sich das Kippfahrerhaus beim Frontlenker durchgesetzt. Bei Fahrzeugen ab 16 t Gesamtgewicht fast vollständig, darunter weitgehend und mit steigendem Anteil.

Kippwinkel durchschnittlich 60°, aber auch darüber, mitunter 2. Stufe, so daß der Motor ohne Abnahme des Fahrerhauses gewechselt werden kann. Tägliche Wartungsarbeiten wie Ölkontrolle und Wasserauffüllung durch Frontklappe oder hinter der Fahrerhaus-Rückwand.



1. Gummielement
2. Schwingungsdämpfer
3. Verriegelungsbolzen
4. 1. Sicherung
5. 2. Sicherung (Totalverriegelung)

Bild 2. Hintere Fahrerhauslagerung eines kippbaren Fahrerhauses



1. Gummielement
4. 1. Sicherung

Bild 2a) Hintere Fahrerhauslagerung – Schnitt

Kippmechanismus kraftunterstützt, vorzugsweise

Drehstabfedern (ein oder mehrere Rundstäbe, auch rechteckig, paketartig angeordnet)

Öl-Hydraulik (Hand- oder Motorpumpe)

Besondere Bedeutung kommt der hinteren Fahrerhaus-Verriegelung zu. Hier muß einerseits ein sicherer Verschluß für alle Fahrzustände gewährleistet sein, andererseits sollte gegenüber dem Fahrgestellrahmen ein elastisches Glied – beispielsweise Gummielemente – eine Federung des Fahrerhauses gegenüber dem Rahmen zulassen.

Der Fahrerhaus-Verschluß muß sich selbst bei stark verwundenem Rahmen leicht öffnen und schließen lassen. (Bild 2)

112 Haubenwagen-Fahrerhäuser

Nach wie vor behaupten die Haubenwagen-Fahrerhäuser ihren Platz im Nutzfahrzeug-Bau. Um eine echte Alternative zum wartungs- und reparaturfreundlichen Kippfahrerhaus zu bieten, wurden die Kotflügel und die Kühlerverkleidung in die Haube einbezogen.

Die gesamte Haube klappt – meist kraftunterstützt – hoch und gibt den Motor vor der Stirnwand frei. Der meist von der eingezogenen Stirnwand umkleidete hintere Motorteil kann durch eine schnell demontierbare Klappe freigelegt werden (Bild 3)

12 Fertigung und Formgestaltung

In Fertigung und Formgestaltung kann man von einer fast vollkommenen Annäherung an den PKW-Karosseriebau reden. Bei der Formgebung hat sich modernes Design durchgesetzt. Man ist gegenüber

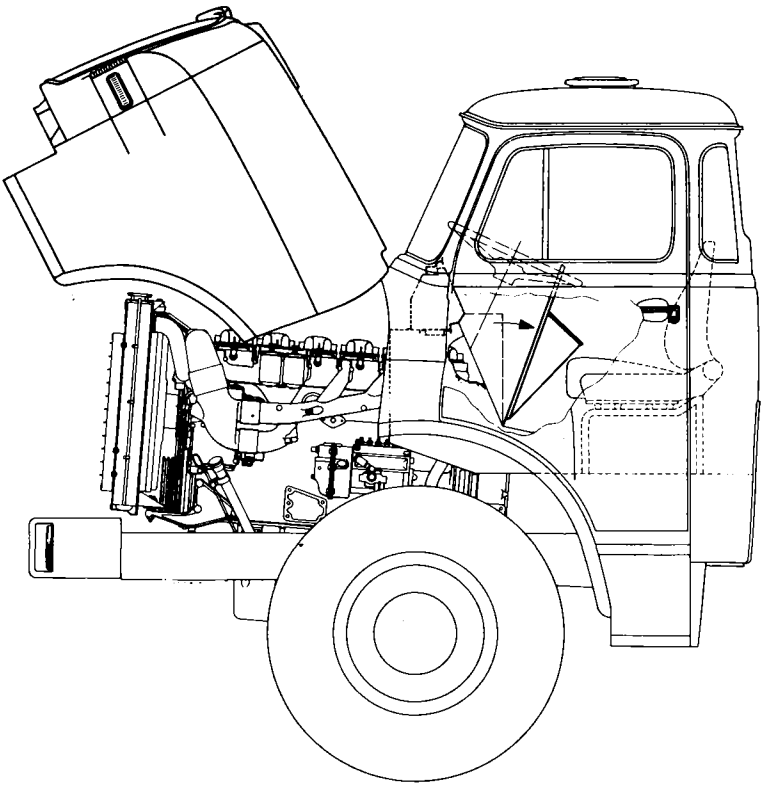


Bild 3. Modernes Haubenfahrerhaus mit gekippter Haube und geöffneter Stirnwand

früheren Entwicklungen eher geneigt, die äußere Attraktivität hervorzuheben.

Das führt bei strengem Kostendenken zwangsläufig zu montagefreundlichen Großpreßteilen mit entsprechendem Werkzeug- und Vorrichtungsaufwand (Bild 4 u. 5).

Einige Zahlen (Mittelwerte) unterstreichen diesen Trend. Die Fahrerhausentwicklung verlangt für schwere und mittelschwere LKW-Fahrzeuge:

Entwicklungsdauer: etwa 3 Jahre
Fertigungsmittelkosten: 20–25 Millionen DM
Etwa 25 Großpreßteile:

Dabei wird die Grundkonstruktion häufig im Baukasten-System angelegt, um den verschiedenen Markterfordernissen gerecht werden zu können.

Aus einem Frontlenker-Normalfahrerhaus lassen sich durch entsprechende Berücksichtigung bei der Ziehwerkzeug-Herstellung Abwandlungen schaffen wie beispielsweise

Fahrerhaus mit 1 oder 2 Liegen (etwa 380mm Verlängerung)
Fahrerhaus mit 2. Sitzreihe (etwa 610mm Verlängerung)
Fahrerhaus als Unterflurausführung (Entfall der Motorhaube im Fahrerhaus-Innenraum)
usw. (Bild 6)
Bei einem Haubenfahrerhaus
Fahrerhäuser mit verschieden langen Hauben für verschiedene Motorgrößen (Motorlängen) (Bild 7).

13 Komfort-Verbesserung

Fahrer von Nutzfahrzeugen sind Schwerarbeiter und haben Anspruch auf einen sinnvoll gestalteten Arbeitsplatz. Diese Erkenntnis ist nicht neu, und sie findet in ständig steigendem Maße durch allgemeine Komforterhöhung Berücksichtigung. Besondere Bedeutung gewinnt dabei die Fahrerhaus-Aufhängung. Man kann heute beinahe von einer Fahrerhausfederung sprechen. Es gelang, die Eigenschwingungszahl von etwa 12Hz auf 3 – 5Hz zu senken.

Die kombinierte Anwendung verschiedener Maßnahmen, wie Ausschaltung akkustischer Brücken im Fahrerhaus (Fahrerhaus-Lagerung), verstärkte Anbringung von Schallschluck- und Schalldämmstoffen sowie der wirksame Verschluß aller Öffnungen zwischen Motor und Fahrerhaus, führten zu weiteren Verbesserung des Geräuschpegels im Fahrerhaus.

Die Schrumpfung der Motorraumverkleidung – bis fast herunter zum Fahrerhausboden (Untersitzmotor – Unterflurmotor) – und die damit verbundene Schaffung eines freien Durchstiegs führte zu bedeutender Erhöhung des Raumangebotes als Grundvoraussetzung für die arbeitsphysiologischen Verbesserungen.

In einem Serien-Fernfahrerhaus findet man heute neben den bisher schon bekannten Einrichtungen u. a.:

Elektrische Scheibenheber für die Türfenster,

Sonnenrollos über die gesamte Breite der immer größer gewordenen Windschutzscheibe,

Echte Liegesitze, ermöglicht durch abklappbares Fußende der oberen Schlafliege,

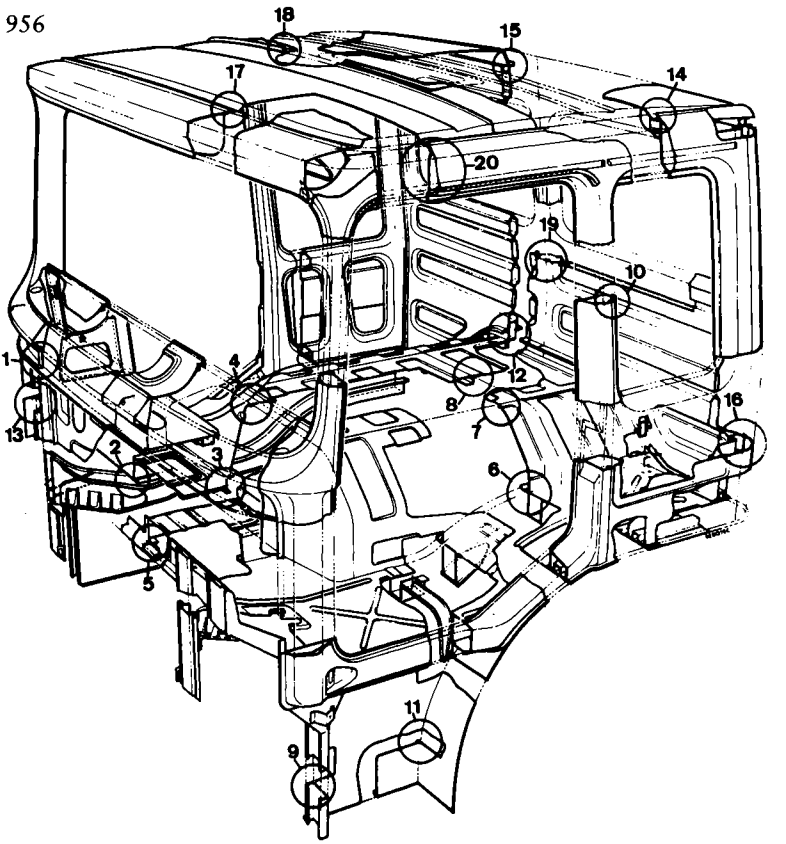


Bild 4. Modernes Großraumfahrerhaus (ohne Bugblech dargestellt), – Rohfahrerhaus – für schwere LKW, Kippfahrerhaus, Einbau von 2 Schlafliegen möglich. Gewicht: roh 425 kg

1 = Längsschnitt, Vorderwand über der Stirnwand
2 = Querschnitt, Boden-Mittelboden
3 = Längsschnitt, Mittelboden-Motorhaube
4 = Längsschnitt, Motorhaube vorn, oben
5 = Längsschnitt, Stirnwand-Boden
6 = Querschnitt, Längsträger-Motorhaube
7 = Querschnitt, Motorhaube oben
8 = Längsschnitt, Motorhaube oben, Verlängerung
9 = Horizontalschnitt, Trittbrett-Vorderwandprofil
10 = Horizontalschnitt, Schloßsäule
11 = Horizontalschnitt, Trittbrett-Kotflügel
12 = Längsschnitt, Rückwand-Motorhaube
13 = Horizontalschnitt, Nische für Sauggeräuschdämpfer
14 = Querschnitt, Dach seitlich
15 = Längsschnitt, Dach-Rückwand
16 = Horizontalschnitt, Seitenwand-Rückwand
17 = Längsschnitt, über der Windschutzscheibe

18 = Längsschnitt, Dach-Zwischenstück
19 = Horizontalschnitt, Rückwandmitte
20 = Querschnitt, Seitenwand über der Türöffnung

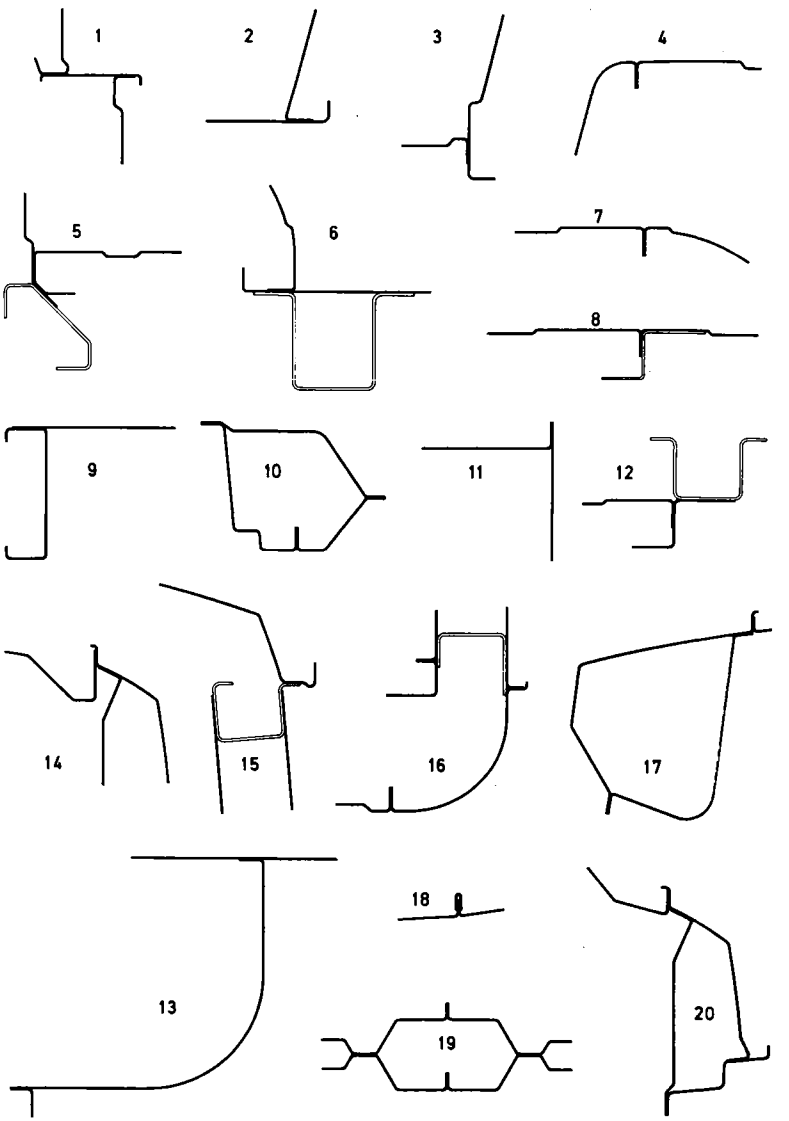


Bild 5. Schnittdarstellung einiger Einzelheiten des Großraumfahrerhauses. Zusammenfügen erfolgt durch Elektropunktschweißen

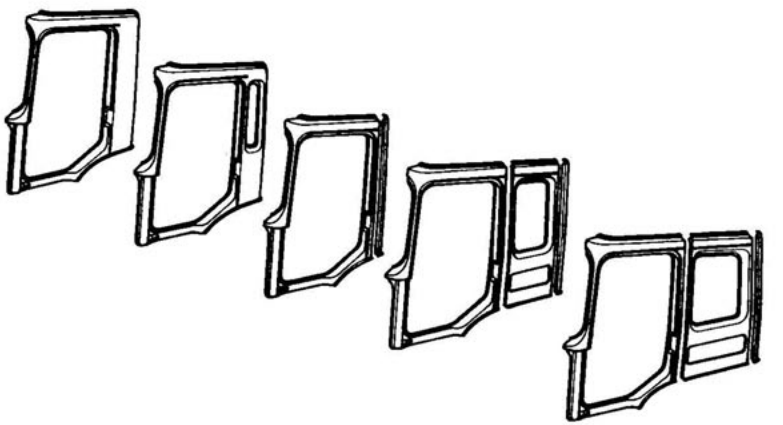


Bild 6. Frontlenker-Fahrerhaus-Seitenwand im Baukastensystem

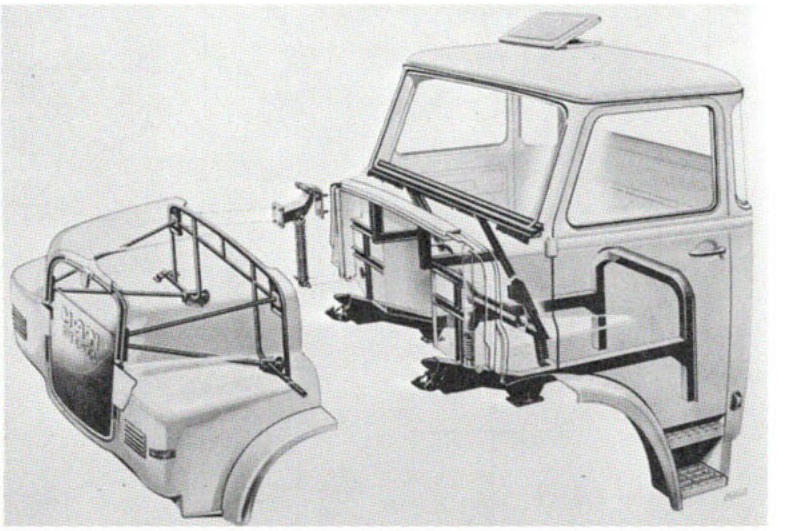


Bild 7. Haubenfahrerhaus mit auswechselbarer Haube

Fußstütze, mehrfach verstellbar, entsprechend der jeweiligen Sitz- oder Liegeposition des Beifahrers,

Verschließbarer Frühstückskasten mit schnittfester Platte (auch mit Kühlbox) (Bild 8).

Bild 8. Komfortable serienmäßige Innenausstattung des Fernverkehr-Fahrerhauses beim M.A.N.-Büssing-Lastkraftwagen mit Unterflurmotor

14 Sicherheit

Für die Sicherheit der Insassen von Nutzfahrzeug-Fahrerhäusern ist Entscheidendes geschehen: die Europäische Wirtschaftskommission hat ein diesbezügliches Reglement endgültig verabschiedet.

Das ECE (Economie Commission for Europe) – Reglement „Schutz der Insassen von Nutzfahrzeugfahrerhäusern"[1] verlangt unter genau definierten Bedingungen eine Festigkeitsprüfung der Fahrerhäuser.

Vorläufig bezieht sich das Reglement nur auf die Fahrerhäuser von Nutzfahrzeugen mit einem zulässigen Gesamtgewicht von über 7000 kg.

Im einzelnen sind 3 Prüfungen vorgesehen:

A. Der Stoß von vorn (Frontalaufprall):

Ein fest aufgehängtes Pendel mit gleichförmig verteilter Masse schlägt von vorn nach hinten gegen das Fahrerhaus. Die Stoßrichtung ist horizontal und parallel zur Mittellängsebene des Fahrzeuges. Energie: 4400 mdaN (4500 mkp).

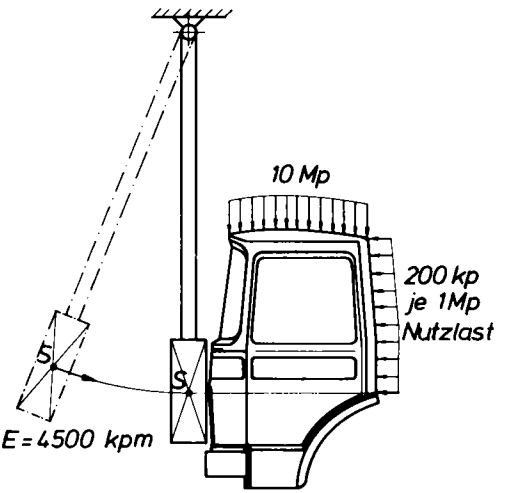


Bild 9. Prüfvorschriften für LKW-Fahrerhäuser (R 29)

B. Prüfung der Widerstandsfähigkeit des Daches (Dachüberschlag):

Das Dach des Fahrerhauses wird mit einem der Hälfte des zulässigen Gesamtgewichtes entsprechenden Gewicht, jedoch maximal 10t, belastet. Diese Last wird auf alle tragenden Teile der Dachstruktur gleichmäßig verteilt.

C. Prüfung der Widerstandsfestigkeit der Rückwand (Ladungsverschiebung):

Die Fahrerhaus-Rückwand muß einem gleichmäßig verteilten Druck von 200kg (440lbs) für jede Tonne Nutzlast widerstehen. Die Belastung wird horizontal und parallel zur Mittellängsebene des Fahrzeuges aufgebracht (Bild 9).

Für die Prüfungen A und C ist das Fahrerhaus auf einem Fahrzeug zu montieren, für den Versuch B kann es auch auf einen getrennten Rahmen montiert werden, Fahrzeug und Rahmen sind nach Vorschrift zu befestigen.

Während der Versuche dürfen sich Befestigungen des Fahrerhauses am Chassis verformen oder zerreißen, wenn das Fahrerhaus weiterhin mit dem Chassis verbunden bleibt.

Während der Versuche darf sich keine Tür öffnen, das Öffnen der Türen nach dem Versuch ist jedoch nicht gefordert.

Nach jedem der Versuche muß das Fahrerhaus einen Überlebensraum aufweisen, in dem eine genau definierte Versuchspuppe („50% Mani-

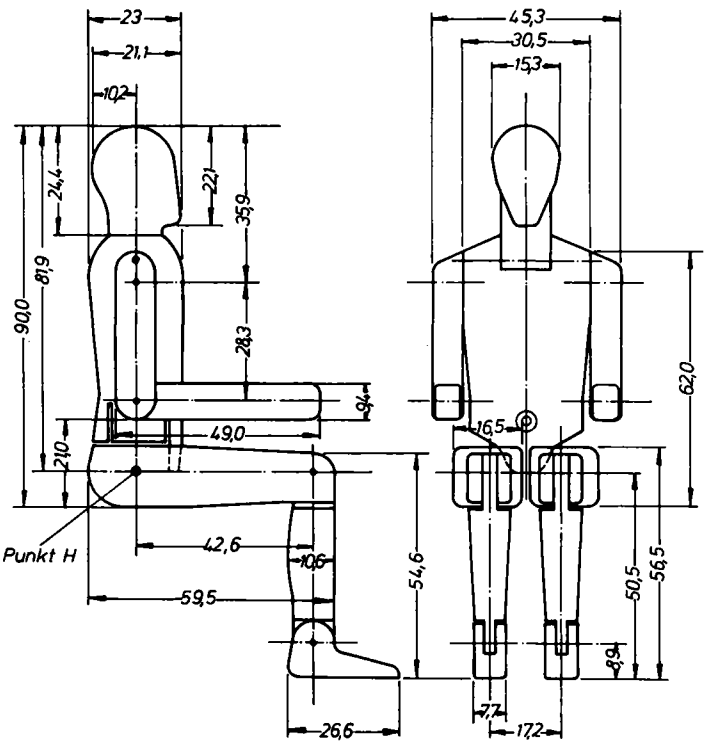


Bild 10. Versuchspuppe für die Untersuchung des Überlebensraumes (50% Manikin).

kin")[1]) auf dem Sitz in mittlerer Einstellung sitzend, nicht gegen feste Teile stößt (Bild 10). Die Puppe ist so zu setzen, daß ihr Punkt H (Hüftpunkt des Manikins) dem Punkt R (entsprechender Sitz-Bezugspunkt) entspricht. Der so definierte Überlebensraum ist für jeden vom Hersteller vorgesehenen Sitzplatz zu prüfen.

Hier wird also zum ersten Male der Karosserie-Konstrukteur gezwungen, bereits bei Beginn seines Entwurfes bestimmte Festigkeitsanforderungen zu berücksichtigen, da später die Gesamtkarosserie genau definierten Prüfungen unterzogen wird.

1) Die Masse der Gliederpuppe (engl. „manikin", franz. „mannequin") beruhen auf antropometrischen Messungen, aus denen sich als arithmetrischer Mittelwert. AM = 50%, die Masse einer mittelgroßen Person ergeben haben. (VDI-Richtlinie 2780, Entwurf Februar 1970).

Diese Prüfungen sind sehr kostspielig, vom Gerät her und weil bei jeder Prüfung ein Fahrerhaus zerstört wird.

Weitere Vorschriften für LKW-Fahrerhäuser enthalten die Arbeiten der ECE:

1. Empfehlung: „Verriegelung kippbarer Fahrerhäuser",
2. Erweiterung der Vorschriften über den Insassenschutz für Fahrzeuge bis 3,5t Gesamtgewicht,
   für Fahrzeuge ab 3,5−7t Gesamtgewicht,
3. Anwendungen und Regelungen, die bisher nur für PKW galten; Beispiele:
   R11 Tür-Verschlüsse und Scharniere (bis 3,5t Gesamtgewicht),
   R12 Schutz des Führers bei Aufprall auf die Lenkanlage,
   R14 Verankerungen für Sicherheitsgurte,
   R17 Festigkeit von Sitzen und Sitzverankerungen,
   R18 Sicherheitseinrichtungen gegen die unbefugte Benutzung von Kraftfahrzeugen (bis 3,5t Gesamtgewicht),
   R21 Gestaltung des Insassenraumes,
   R26 Gestaltung der äußeren Fahrzeugteile.

Bei Neukonstruktion eines Führerhauses müssen außerdem die Bau- und Betriebsvorschriften der Straßenverkehrs-Zulassungsordnung (StVZO) nach dem jeweils neuesten Stand beachtet bzw. eingehalten werden.

Nachfolgend die wichtigsten Vorschriften:

§ 30 Beschaffenheit der Fahrzeuge/Führerhausrichtlinien,
§ 32 Abmessungen von Fahrzeugen und Zügen/Richtlinien über die Beschaffenheit und Anbringung der äußeren Fz-Teile,
§ 35a Sitze,
§ 35b Einrichtungen zum sicheren Führen der Fahrzeuge/Richtlinien für die Sicht aus Kraftfahrzeugen,
§ 35c Heizung und Lüftung,
§ 35d „Vorrichtungen zum Auf- und Absteigen, Fußboden,
§ 35e Türen,
§ 36a Radabdeckungen,
§ 40 Scheiben und Scheibenwischer,
§ 49a Beleuchtungs-Einrichtungen, allgemeine Grundsätze,
§ 50 Scheinwerfer für Fern- und Abblendlicht,
§ 51 Begrenzungsleuchten, Parkleuchten,
§ 54 Fahrtrichtungsanzeiger,
§ 56 Rückspiegel,
§ 66 Rückspiegel,
§ 57 Geschwindigkeitsmesser und Wegstreckenzähler,
§ 57a Fahrtschreiber.

Literatur

[1] Vorschrift Nr. 29 – Einheitliche Bestimmungen über die Genehmigung von Fahrzeugen hinsichtlich des Schutzes der Insassen des Führerhauses eines Nutzfahrzeuges. E/ECE/324 u. E/ECE/TRANS/505, Rev. 1/Add. 28 vom 15. 3. 1974.

2.33 Omnibus

Alois Überfuhr

1 Allgemeines
11 Stadtlinien-Omnibus
12 Gelenk-Omnibus
13 Doppeldeck-Omnibus
14 Überlandlinien-Omnibus
2 Konstruktionsmerkmale
21 Aufbau
22 Fahrwerk
221 Achsfederung
222 Achsführung
222.1 Vorderachse
222.2 Hinterachse
223 Statische Fahrzeugstabilisierung
3 Entwicklungstendenzen

1 Allgemeines

Die Omnibusse haben in den letzten Jahren eine zunehmende Bedeutung für den öffentlichen Nahverkehr gewonnen [1]. Der gegenüber früheren Jahren besser durchschaubare Betriebsablauf in den Verkehrsunternehmen erlaubt eine umfassendere Gegenüberstellung der im Nahverkehr eingesetzten Fahrzeugarten (Schienen- und Straßenfahrzeuge). Eine Analyse dessen liefert sachliche Gründe für gezielte Forderungen an die Fahrzeughersteller. Zwei Verbrauchergruppen haben sich in der BRD mit der Standardisierung von Omnibussen befaßt:

Der „*Verband Öffentlicher Verkehrsbetriebe*" (VÖV) erarbeitete Richtlinien für den Stadtlinien-Omnibus; ein weiterer Arbeitskreis stellte eine „Typenempfehlung für den Standard-Überlandlinien-Omnibus" auf.

Die Entwicklung führte zu folgenden Standard-Fahrzeugen:

11 Stadtlinien-Omnibus

11 m Länge, 16 t zul. Gesamtgewicht,
Motorleistung/zul. Gesamtgewicht $\geqq$ 12 PS/t,
bis 115 Personen (Bild 1).

12 Gelenk-Omnibus

3 Achsen, 16,5 m Länge, etwa 22,5 t zul. Gesamtgewicht,
Motorleistung/zul. Gesamtgewicht $\geqq$ 10 PS/t,
bis 170 Personen (Bild 2).

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

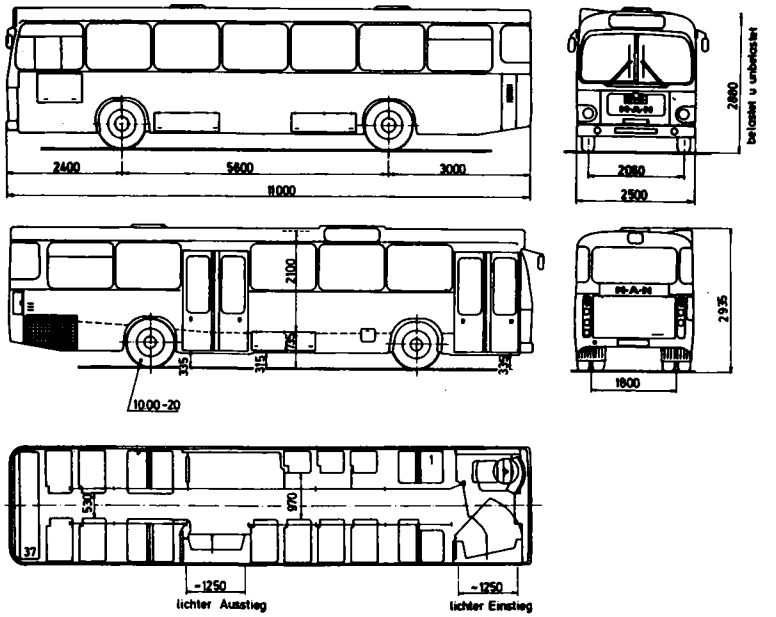


Bild 1. Stadtlinien-Omnibus. Länge 11 m, zul. Gesamtgewicht 16 t, bis zu 13 Sitzreihen

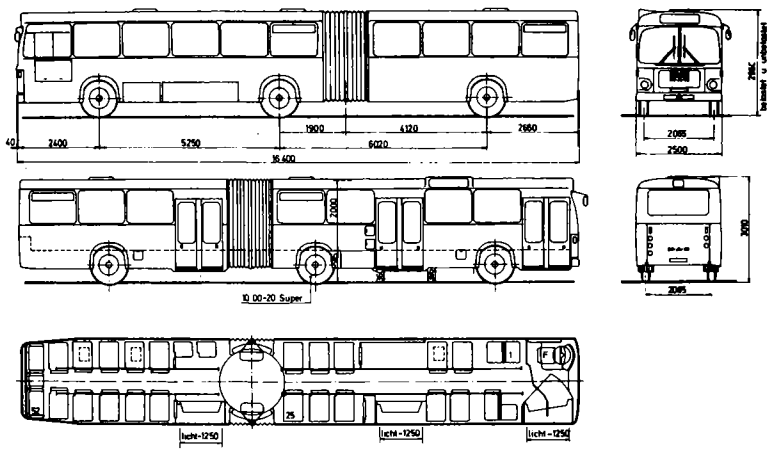
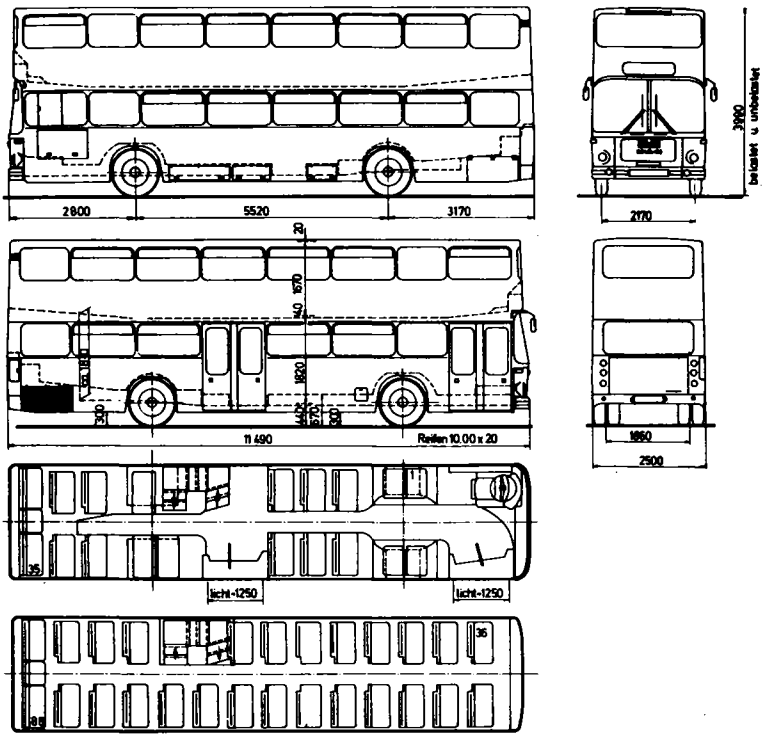


Bild 2. Gelenk-Omnibus. Länge 16,5 m, zul. Gesamtgewicht etwa 22,5 t, Achsdrücke 6 + 10 + 6,5 t, bis 19 Sitzreihen, Vorder- u. Nachlaufachse mit Einzelradaufhängungen, Triebachse als Starrachse

13 Doppeldeck-Omnibus

2 Achsen, 11,5 m Länge, 16 t zul. Gesamtgewicht, Motorleistung/zul. Gesamtgewicht ≧ 12–13 PS/t bis 100 Personen (Bild 3).


2800
5520
3170
11 490
Reifen 10.00 x 20
2170
2500
lichte Höhe
belastet u. unbelastet
lichte Höhe
lichte Höhe
lichte Höhe

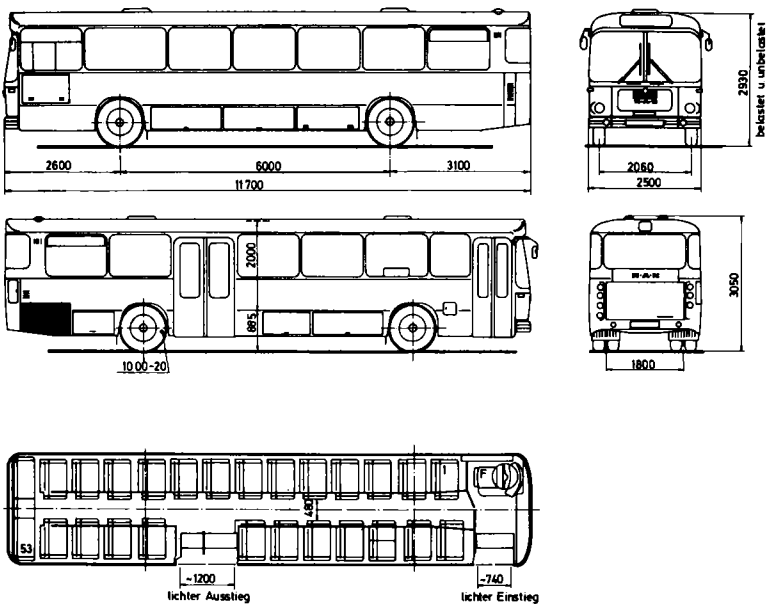


Bild 4. Überlandlinien-Omnibus. Länge 11,7 m, zul. Gesamtgewicht 16 t, bis zu 14 Sitzreihen

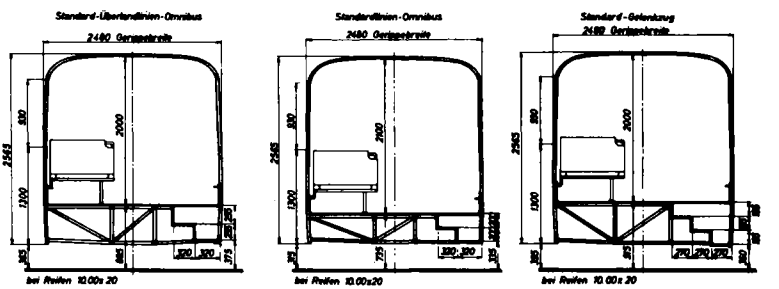


Bild 5. Aufbauquerschnitte und Einstieghöhen der Bustypen

Fahrzeug werden Sicherheit, Schnelligkeit – einschließlich raschem Fahrgastwechsel –, Wirtschaftlichkeit und ein guter Fahrkomfort erwartet [2]. Der eindeckige, zweiachsige Stadlinien-Omnibus ist die am meisten im Einsatz befindliche Omnibusart. Von dieser Grundbauweise sind alle anderen Standardbus-Typen abgeleitet (Bild 5).

Für den Gelenkomnibus ist eine Ausnahmegenehmigung für die dritte Tür nach StVZO § 35e, Abs. 5, erforderlich.

Typenempfehlungen

1. Typenempfehlung für den Standard-Linienbus
   Herausgeber: „*Verband öffentlicher Verkehrsbetriebe*",
   Vertrieb durch: Einkaufs- und Wirtschaftsgesellschaft für Verkehrsbetriebe mbH., Kamekestr. 37–39, 5000 Köln.
2. Typenempfehlung des Arbeitskreises Standard-Überlandlinien-Omnibus.
   Geschäftsstelle: Postfach 1180, 61 Darmstadt.

2 Konstruktionsmerkmale

21 Aufbau

Bei einer Omnibuskonstruktion müssen neben grundsätzlichen Festlegungen vielfach noch besondere Wünsche der Kunden berücksichtigt werden. Diese betreffen z. B. die Wahl bestimmter Aggregate, die Bestuhlung und deren Anordnung, den Ein- und Ausstieg oder auch nur Äußerlichkeiten. Zur Erzielung einer steifen Aufbaukonstruktion hat sich die leichte, selbsttragende Bauweise mit einem geschweißten Gitterverband durchgesetzt [9].

22 Fahrwerk

Einer leichten Lenkbarkeit der Lenkachse und einer genügenden Belastung der Antriebsachse wegen wird heute meist eine Achslastverteilung – Vorderachslast zu Hinterachslast – von ungefähr 6:10 gewählt. Bei Verwendung einer einheitlichen Bereifung und deren Auslastung sind für die Hinterachse Zwillingsräder erforderlich. Die Nachläuferachse im Gelenk-Omnibus nach Bild 2 ist eine vom Gelenk-Knickwinkel zwangsgesteuerte Lenkachse.

Der dynamische Bewegungsablauf des gefederten Aufbaus wird bestimmt von

- der Anlenkungskinematik der Achsen bzw. der einzeln aufgehängten Räder,
- der Anordnung der abstützenden Federn und deren Kennlinien und
- der Anordnung und Charakteristik der verwendeten Dämpfer.

221 Achsfederung

Mit Rücksicht auf den Fahrkomfort und auf die Fahrsicherheit sollen die Fahrzeugfedern folgende Eigenschaften aufweisen:

- möglichst reibungsdämpfungsfrei,
- eine zu der Beladung proportionale Federkonstante zur Erzielung einer belastungsunabhängigen konstanten Aufbaueigenfrequenz f nach der Gesetzmäßigkeit:

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m}}; \qquad \begin{array}{l} c = \text{Federkonstante} \\ m = \text{gefederte Masse,} \end{array}$$

- beladungsunabhängige Einstiegshöhe durch Niveauregulierung und damit
- belastungsunabhängig gleichbleibende Achsführungskinematik und
- unabhängig von der Belastung immer gleiche verfügbare Federwege für dynamische Ein- und Ausfederungsvorgänge

Diesen Forderungen werden die im Niveau regulierbaren Luftfedern am ehesten gerecht (Bild 6) [7, 9].

Die Niveauregelung der Luftfedern wird durch langsames Nachfüllen bei Einfederung bzw. Luftablassen bei Ausfederung erzielt. Mit der von der Beladung unabhängigen, gleichbleibenden Federruhelage ist mit einer über den Hub unveränderlich angenommenen wirksamen Fläche F ($F' = 0$) die Federkonstante C dem Gesamtdruck p ges. − gleich Überdruck + Umgebungsdruck − direkt proportional:

$$C = p\,ges \cdot F \cdot \frac{V'}{V} \cdot n$$

V = eingeschlossenes Luftvolumen
$V' = \frac{d}{dx}(V)$ mit x = Federhub
n = Polytropenexponent $\approx \kappa$

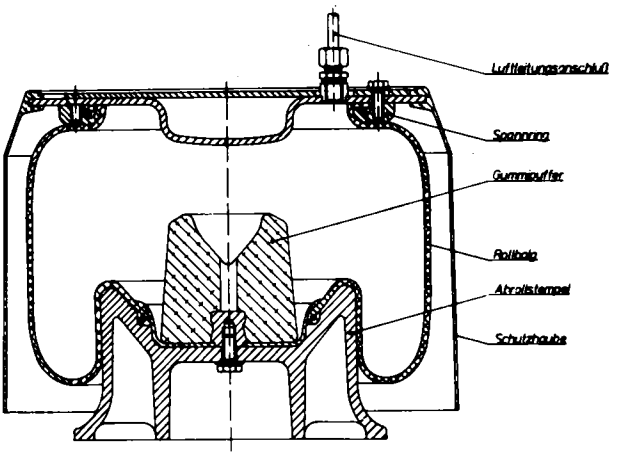


Bild 6. Rollbalgluftfeder

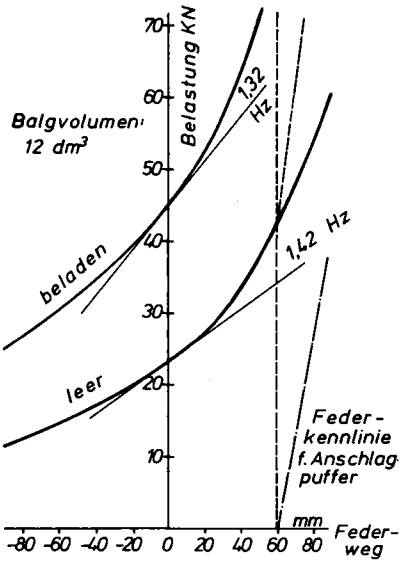


Bild 7. Federkennung einer Rollbalgluftfeder

Aufgrund der nur zum Überdruck proportionalen ungefederten Masse steigt auch bei der Luftfederung mit abnehmender Belastung die Aufbaueigenfrequenz leicht an.

Bild 7 enthält die Kennlinien einer Hinterachs-Rollbalgluftfederung. Während hier die Aufbaueigenfrequenz bei leerem gegenüber beladenem Fahrzeug nur um 8 % höher liegt, läge dieser Anstieg bei einer nicht progressiven Federung mit unveränderlicher Federkonstante bei 40 %! Gegenüber 1,32 Hz bei beladenem wären das 1,85 Hz bei leerem Fahrzeug.

222 Achsführung

Die im Omnibusbau weit verbreitete Luftfederung kann nicht zur Achsführung herangezogen werden. Für die folgenden Überlegungen wird ausschließlich die Luftfeder als Federelement zugrundegelegt.

Eine Achskonstruktion soll folgende Merkmale aufweisen [5]:

a) Geringe ungefederte Massen,

b) Große wirksame Federspur (Rückstellmomente sind proportional dem Quadrat der wirksamen Federspur),

c) Große wirksame Dämpferspur (Wankschwingungsdämpfung ist proportional dem Quadrat der wirksamen Dämpferspur),

d) Tiefliegendes Rollzentrum, zur Vermeidung von Seitenbeschleunigungen bei einseitiger Einfederung.

222.1 Vorderachse

Eine zusätzliche wichtige Forderung an eine Lenkachse ist

e) Die einfederungsneutrale Lenkkinematik.

Die Einzelradaufhängung (wirksame Federspur = Radspur) in Doppelquerlenkerausführung (mit horizontal liegenden Querlenkern liegt das Rollzentrum am Boden) wird den Forderungen a) bis e) am ehesten gerecht. Sie läßt sich darüber hinaus gut an eine durchgehende Bodengruppe anfügen (Bild 8).

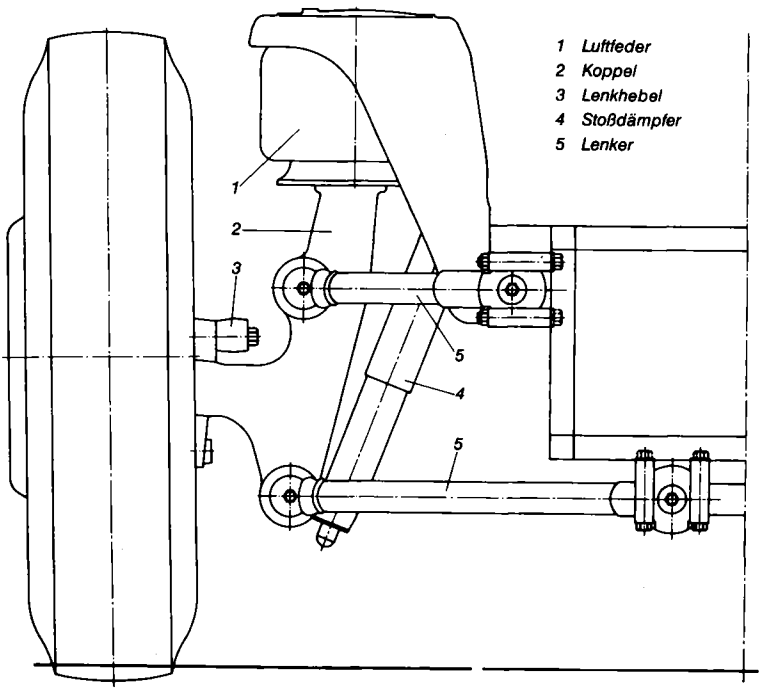


Bild 8. Vorderradaufhängung – Radlast 3 t

Die Nachteile einer luftgefederten Starrachse sind demgegenüber:

- notwendiger Freiraum unter der Bodengruppe für die Einfederung des Achskörpers,
- ebenfalls aufwendige Lenkerführung,
- wirksame Feder- und Dämpferspur sind beträchtlich kleiner,
- höher liegendes Rollzentrum.

222.2 Hinterachse

Aus folgenden Gründen scheiden hier Einzelradaufhängungen aus:

- Der Bauraum zwischen den Zwillingsrädern ist zu klein für die Radführungskinematik, die Antriebs-Seitenwellen und die Achsfederung,
- Solche Lösungen sind auch zu aufwendig.

Neben den Forderungen a) bis d) sind hier noch folgende zu berücksichtigen:

f) Die Achsanlenkung soll möglichst eigenlenkneutral sein (die Rollachse der Hinterachse gegenüber dem Wagenkasten soll möglichst parallel zur Fahrzeugrollachse – gleich Verbindungsgerade zwischen Vorderachs- und Hinterachsrollzentrum – verlaufen) [6],

g) Die Achsführung soll wenig Bauraum in Anspruch nehmen.

Hierzu 2 Beispiele:

Die Vorteile der in Bild 9 dargestellten Konstruktion sind:

- Große wirksame Federspur (= Spur der Schnittpunkte der Verbindungsgeraden, von den Federmitten bis zum vorderen Zentralgelenk, mit der Achsmittellinie). Damit wird, da hier kein Stabilisator erforderlich ist, über die Luftfedern die Aufbaustabilisierung lastabhängig (annähernd konstantes Seitenneigungsverhalten bei leerem und beladenem Bus),
- Geringer Anlenkungsaufwand für die Achsführung.

Ihre Nachteile sind:

- Große ungefederte Massen,
- Großer erforderlicher Bauraum,
- Hochliegendes Rollzentrum.

Diese Nachteile sind bei der in Bild 10 dargestellten Konstruktion vermieden. Sie zeichnet sich – für eine lenkergeführte Achse mit

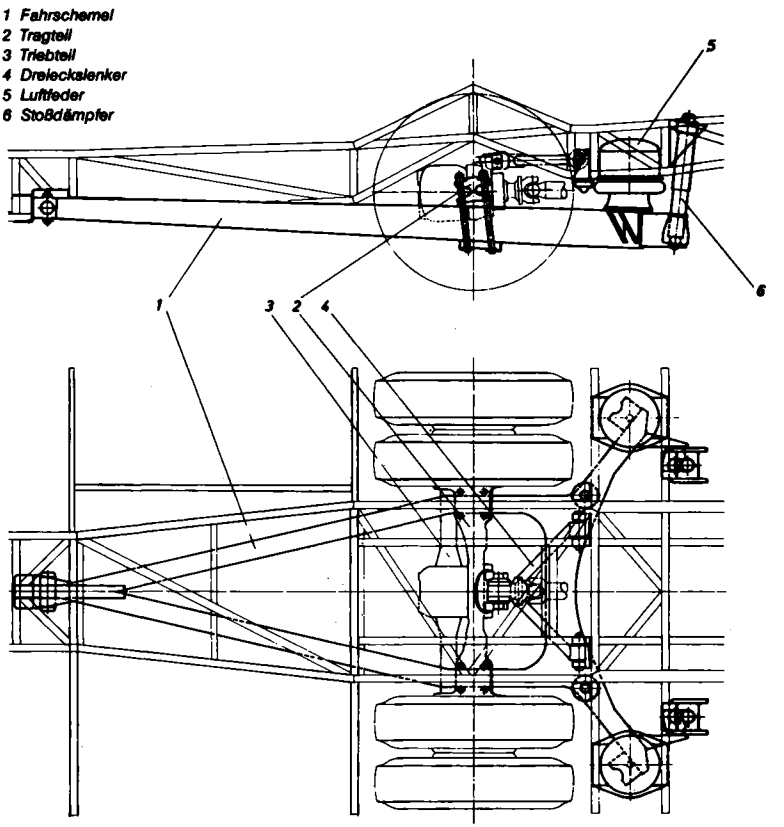


Bild 9. Hinterachsanlenkung mit einem Fahrschemel für 10 t Achslast

Stabilisator – durch wenig Teile und Gelenke aus. Die geringere Federspur und das tiefer liegende Rollzentrum (in der Ebene des geschlossenen, längsführenden Stabilisators mit dem seitenführenden Diagonalstab) erfordern eine starke mechanische Stabilisierung. Der geschlossene Stabilisator ist durch die Verdrillung aller Seiten um Faktor 2 bis 2,5 verwindungssteifer als ein offener Stabilisator gleicher Grundabmessungen.

Der Stabilisierungsanteil des geschlossenen Stabilisators ist hier um Faktor 4,4 größer als jener, welcher durch die Luftfederung über die kleine Federspur im beladenen Zustand erzielt wird. Die Stabilisierung ist dadurch nicht mehr lastabhängig (unterschiedliches Seitenneigungsverhalten bei leerem und beladenem Bus) [8].

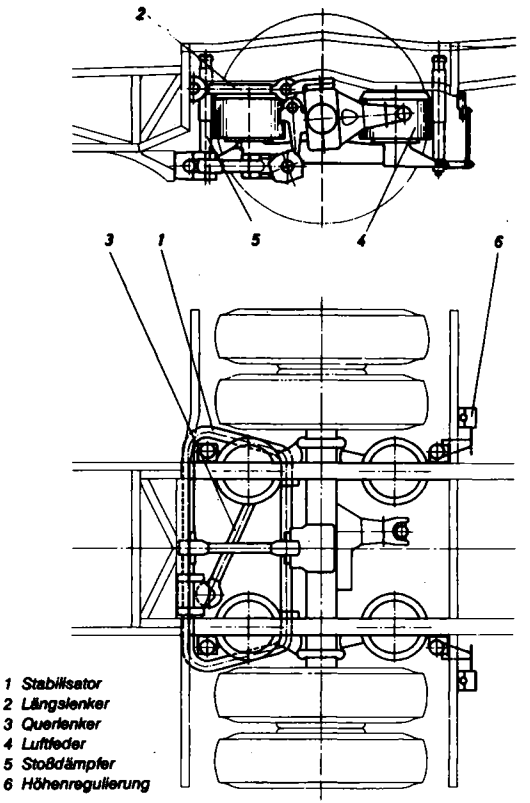


Bild 10. Hinterachsanlenkung mit Lenker und Stabilisator für 10 t Achslast

223 Statische Fahrzeugstabilisierung

Wie schon unter 221 erwähnt, erfolgt die Niveauregulierung bei Luftfederung durch Höhenregulierungsventile. Das aufbaufeste Ventil greift über einen Hebelarm und ein Gestänge die Relativverschiebung des achsseitigen Gestängeanlenkpunktes ab und stellt so eine Abweichung vom Sollwert in Richtung Ein- oder Ausfederung fest. Es steuert damit die Luftmenge in den angeschlossenen Luftfedern.

Das langsame Abblasen des Feder-Luftdrucks bei Ausfederung und das langsame Nachfüllen bei Einfederung beeinflussen die dynamischen Federcharakteristiken nur unwesentlich. Um ein ständiges Regulieren und den damit verbundenen Luftverlust zu vermeiden, steht für das eingeregelte Niveau ein Totgang in den Ventilen von 5 bis 8 mm

Achsfederweg zur Verfügung, innerhalb derer weder Luft abgelassen noch nachgefüllt wird. Die Regulierungsgestänge sind nun so einzustellen, daß sich der verfügbare Totgang der Ventile möglichst gleichmäßig beidseitig der Niveau-Sollwerte verteilt. Wären die Luftfedern eines jeden Rades einzeln durch solche Ventile geregelt, so würden die unvermeidlichen Bautoleranzen – Einstellungstoleranzen und Reifentoleranzen – oder auch die Fahrbahnunebenheiten sehr schnell zu einem diagonalen Tragen der Luftfedern und damit der Räder führen [7]. Es ist also notwendig, die Luftfedern einer der beiden Achsen (bei mehr als zwei Achsen: alle, bis auf eine) von einem Ventil gemeinsam zu regeln. Hierzu sollte vom Ventil ein Punkt auf der Achsmitte (bei Starrachse) abgegriffen werden. Die Luftfedern der beiden Achsseiten dürfen – über einen sehr engen, ständigen Verbindungsquerschnitt hinaus – nur im „Regulierungsfall" miteinander verbunden werden, damit bei Kurvenfahrt die Stabilisierungswirkung der Federung nicht verloren geht.

Da auch bei Kurvenfahrt Ein- und Ausfederungen auftreten, sollten die Regulierungs-Querschnitte klein sein, um den unvermeidlichen Druckausgleich zwischen den Luftfedern in Grenzen zu halten. Für die 2 Ventile der statisch stabilisierenden Achse bedeutet Kurvenfahrt mit entsprechender Ein- bzw. Ausfederung der Achsseiten einen „Regulierungsfall". Um hierbei das der anderen Achse gegenüber entgegengesetzte Regulieren ebenfalls in Grenzen zu halten, sind auch hierfür kleine Regulierungsquerschnitte wünschenswert (ein zu starkes Aufrichten in einer Kurve beinhaltet für eine eventuelle nachfolgende Gegenkurve eine zusätzliche Seitenneigung durch dann falsche Balgdrücke!).

Für ein genügend schnelles Nachregeln der Luftfedern bei Belastungsänderungen dürfen dagegen die Regulierungsquerschnitte nicht zu klein sein. Ein guter Kompromiß ist hier versuchsweise zu ermitteln. Als statisch stabilisierende Achse (Achse mit 2 Ventilen) ist die Vorderachse aus folgenden Gründen schlecht geeignet:

- Bei einer zusätzlichen mechanischen Stabilisierung der Hinterachse (Bild 10) ist gegen diese ein begrenztes diagonales Verspannen der Vorderachsfederung möglich,
- Einseitige Belastung führt bei der geringer belasteten Vorderachse zu einem größeren relativen Raddruckunterschied, dies führt bei ständiger Einseitigkeit zu einseitigem Reifenverschleiß,
- Große relative Raddruckunterschiede haben bei Bremsvorgängen das vorzeitige Blockieren des geringer belasteten Rades mit dann einseitig ziehender Lenkung und eingeschränkter Lenkfähigkeit zur Folge,

- Die Drücke der Vorderachsfederbälge sind wegen ihrer üblicherweise höheren Auslastung näher am Vorratsdruck und lassen dadurch für zusätzliche Stabilisierungsaufgaben weniger Spielraum als die Hinterachsfederbälge.

Die in Bild 8 abgebildete und unter 222.1 gut bewertete Vorderachse läßt ein mittiges Abgreifen des Einfederungsniveaus nicht ohne aufwendige Zusatzgestänge zu, das einseitige Abgreifen auf der Einstiegseite des Omnibusses mit entsprechend kleinen Regulierungsquerschnitten in den Niveauregulierungsventilen ist hier ein möglicher Kompromiß. Der Regulierungsfall bei Kurvenfahr kann hiermit in Kauf genommen werden.

Als statisch stabilisierende Achse bietet sich die Hinterachse an. Bei großer wirksamer Federspur (Bild 9 u. Abschn. 222.2) werden auch die Balgdruckunterschiede aus einseitiger Beladung nicht zu groß, bei kleiner Federspur hingegen (Bild 10) können sie beträchtlich werden. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, daß sich die Luftfedern über unexakt eingestellte Niveauregulierungen gegen den Stabilisator verspannen. In Anbetracht der gegenüber dem Stabilisator geringen Stabilisierungswirkung der Luftfederung (Abschn. 222.2) kann die statische Stabilisierung auch dem Stabilisator alleine übertragen werden. Die Hinterachse wäre dabei nach den für die Vorderachse oben geäußerten Gesichtspunkten mittig abzugreifen. Neben der Einsparung eines Höhenregulierungsventiles hat man – bei Verwendung der Hinterachse nach Bild 10 – erst dadurch ein verspannungsfreies Fahrgestell.

3 Entwicklungstendenzen

Die weitere Entwicklungsrichtung wird im wesentlichen von folgenden Faktoren bestimmt werden:

- Steigende Fahrgeschwindigkeiten und damit erhöhte Anforderungen an die Fahrsicherheit des Fahrwerks,
- Höhere passive Sicherheit (Unfallvorsorge),
- Geringere Umweltbelastung durch die Motorabgase,
- Und geringere Umweltbelastung durch Herabsetzung der Schallemission (z. B. Motorraumkapselung).

Die Regel, nach der Aufwand und Nutzen in einem gesunden Verhältnis zueinander stehen sollten, muß auch für Weiterentwicklungen Gültigkeit haben.

Literatur

[1] Tatsachen und Zahlen aus der Kraftverkehrswirtschaft. Verband der Automobilindustrie e. V., 37. Folge (1973).
[2] Tappert, H., Schultz, O. W. O., Betrachtungen zur Standardisierung von Omnibussen im Stadt- und Überlandlinienverkehr. Verkehr und Technik, Sonderheft „Standardbus". (1968)
[3] Mitschke, M., Beitrag zur Untersuchung der Fahrzeugschwingungen. Deutsche Kraftfahrforschung und Straßenverkehrstechnik, Heft 157
[4] Mitschke, M., Dynamik der Kraftfahrzeuge S. 305 Berlin 1972.
[5] Klanner, R., Radaufhängung der Nutzfahrzeuge für Straßen- und Geländeeinsatz. ATZ 67 (1965), S. 369–375.
[6] Matschinsky, W., Die vierpunktig geführte Starrachse. ATZ 70, (1968), S. 9–12.
[7] Rappert, K., Steuereinrichtungen für die Luftfeder von Kraftfahrzeugen. Automobilindustrie 19 F, (1963), S. 101–110.
[8] Rompe, K., Die Kippgrenze von Doppeldeck-Omnibussen. Deutsche Kraftfahrforschung und Straßenverkehrstechnik, 214
[9] Bussien, ATH, 18. Auflage, 2. Band. ADschn. 3.423 Berlin 1965.

2.34 Achsantrieb

Wolfgang Sautter

1 Bauformen der Antriebsachsen
11 Achsantriebs-Systeme
111 Achse mit einfacher Übersetzung
112 Zwei-Gang-Achse
113 Vorgelege-Achse
114 Ritzel-Achse
115 Außenplanetenachse
12 Achskörper (Tragachse)
2 Beschreibung neuerer Achskonstruktionen (Nach Firmen alphabetisch geordnet)
21 Bergische Achsenfabrik Fr. Kotz & Söhne, Wiehl (BPW)
22 Daimler-Benz AG., Stuttgart-Untertürkheim (DB)
23 Faun-Werke, Nürnberg
24 Fiat, Turin (Italien)
25 Klöckner-Humboldt-Deutz AG, Ulm (KHD)
26 Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG, München (MAN)
27 Saab-Scania, Södertälje (Schweden)
28 Volvo, Göteborg (Schweden)
29 Zahnradfabrik Friedrichshafen (ZF)
3 Verteilergetriebe, Durchtriebe
31 Verteilergetriebe
32 Durchtriebe
4 Ausgleichgetriebe
5 Hydro-Achsantriebe

Die folgende Darstellung nimmt mit dem Vermerk „ATH" wiederholt Bezug auf den gleichen Abschnitt in der 18. Aufl. des Automobiltechnischen Handbuches [1] Bd. 2, S. 434ff. Dort ist darauf hingewiesen worden, daß Antriebsachsen bei LKW vorwiegend Starrachsen sind.

1 Bauformen der Antriebsachsen

Eine zusammenfassende und sehr übersichtliche Gegenüberstellung der verschiedenen Achsantriebs-Systeme zeigt Bild 1 [2].

11 Achsantriebs-Systeme

111 Achse mit einfacher Übersetzung

Diese Standard-Bauweise wird bei leichten bis mittelschweren Nutzfahrzeugen wegen des einfachen Aufbaues bevorzugt. Übersetzung nur im Teller-Kegelradtrieb bis etwa 7 : 1. Beispiele im ATH, Bd. 2, 3.353, Bilder 18, 24 u. 29.

112 Zwei-Gang-Achse

Zur Vergrößerung der Gesamt-Übersetzung dient ein im Tellerrad-Bereich untergebrachtes Planetengetriebe, wodurch Übersetzungen bis etwa 10 : 1 möglich sind. Als Beispiel sei auf ATH, Bd. 2, 3.353, Bild 23 verwiesen.

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

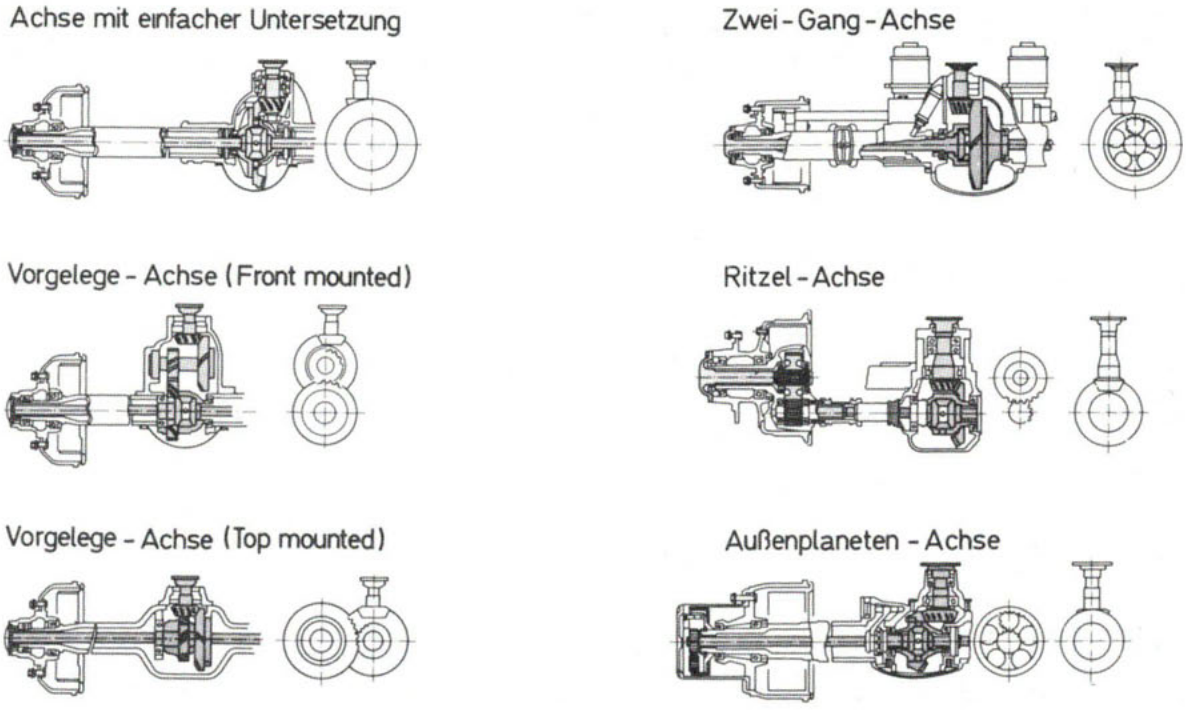


Bild 1. Achsantriebsysteme für Nutzfahrzeuge

113 Vorgelege-Achse

Man unterscheidet hier den vorgesetzten Kegeltrieb (Front mounted) wie in den früheren Bildern 33 für eine nicht schaltbare Kegel-Stirnrad-Untersetzung und 34 für eine mit zwei Stirnradpaaren und dem vorgeschalteten Kegeltrieb schaltbare Achse gezeigt.

Eine konstruktive Variante ist das Vorgelege mit aufgesetztem Kegeltrieb (Top mounted); hier liegt der Kegeltrieb in einer Senkrecht-Ebene über der Achse und ist daher besonders für den Durchtrieb bei Mehrachs-Antrieb geeignet. In vielen Fällen ist allerdings die größere Bauhöhe störend.

114 Ritzel-Achse

Wird die Übersetzung nicht ausschließlich im Mittelgetriebe sondern zum Teil durch ein in der Nähe der Radnabe untergebrachtes Stirnradgetriebe bewerkstelligt, spricht man von Ritzel-Achsen. Bei Starrachsen liegt dann der Stirnradtrieb innerhalb der Bremstrommel (ATH, Bd. 2, 3.353, Bilder 26 u. 51), bei Lenktriebachsen zwischen Mittelgetriebe und Gelenk-Welle (Bild 19 im gleichen Abschn.). Nachteilig bei dieser Bauweise ist die Übertragung großer Kräfte über einen einzigen Zahneingriff.

115 Außenplanetenachse

Diese Bauweise hat mit der unter 114 beschriebenen Ritzel-Achse das verhältnismäßig klein bemessene Mittelgetriebe gemeinsam, dazu aber den Vorteil, daß durch das auf der Außenseite der Nabe liegende Planetengetriebe die Radbremse räumlich in gar keiner Weise beengt wird. Die Übertragung der Kräfte wird je nach der Anzahl der Planetenräder auf mehrere Zahneingriffe verteilt (schwimmende Lagerung). Beispiele solcher Achsen in ATH, Bd. 2, S. 470ff., Bilder 53, 54, 55, 56 u. 57. Weiter sei in dieser Abhandlung auf die Bilder 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 19, 20 u. 22 hingewiesen.

12 Achskörper (Tragachse)

Wie im ATH, Bd. 2, S. 448, 311 beschrieben, kann die Teilungsebene der Preßteile bei Banjo-Achsen waagerecht oder senkrecht liegen. Dies zeigt am besten Bild 2 [2]. Die Wahl für das eine oder andere Verfahren wird durch eine Kostenanalyse und die Fertigungseinrichtungen des Betriebes bestimmt.

2 Beschreibung neuerer Achskonstruktionen (Nach Firmen alphabetisch geordnet)

21 Bergische Achsenfabrik Fr. Kotz & Söhne, Wiehl (BPW)

Eine leichte Antriebsachse in Flanschbauweise für Auto-Transporter für 15″-Bereifung, 300 mm Bremse und Kegelrad-Übersetzung im flachen Mittelgetriebe (ähnlich ATH, Bd. 2, Seite 454, Bild 32) zeigt Bild 3. Der für eine Gesamtübersetzung 5,5 : 1 erforderliche Planetentrieb ist am Übergang vom Mittelgetriebe zum Achsrohr (Achstrichter) angeordnet. Das Hohlrad ist zwischen die Flansche dieser beiden Bauteile gesetzt und fest verschraubt, das Sonnenrad sitzt am Ende des Tellerrades, der Planetenradträger ist mit den drei Planetenrädern mittels eines Kerbzahnprofiles auf die Steckwelle aufgesetzt und gegen axiale Verschiebung gesichert.

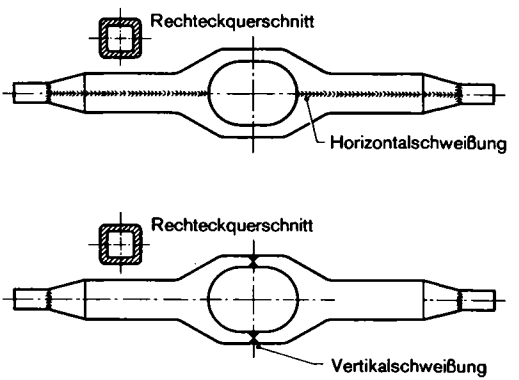


Bild 2. Schweißung von Achsbrücken

Bei der in Bild 4 gezeigten schweren Außenplaneten-Triebachse für Mobilkrane und ähnliche Fahrzeuge ist der Planetentrieb in bekannter Weise nach außen zur Nabe hin versetzt. Sonnenrad auf der Steckwelle, ein mit einer Glocke fest verbundener, umlaufender Planetenradträger und ein an den Achsschenkel verschraubtes ‚aber elastisch einstellbares Hohlrad sind die kennzeichnenden Merkmale. Auch hier ist als Mittelgetriebe das für die Bodenfreiheit so günstige Flachgetriebe mit angeflanschtem Achstrichter gewählt worden. Die Planetenräder laufen auf Nadellagern, die Steckwelle ist unmittelbar neben dem Sonnenrad im Deckel der Nabenglocke gelagert. Zu beachten ist die zweifache Übersetzung im Planetentrieb! (Vgl. auch ATH, Bd. 2, 3.353, Bild 56).

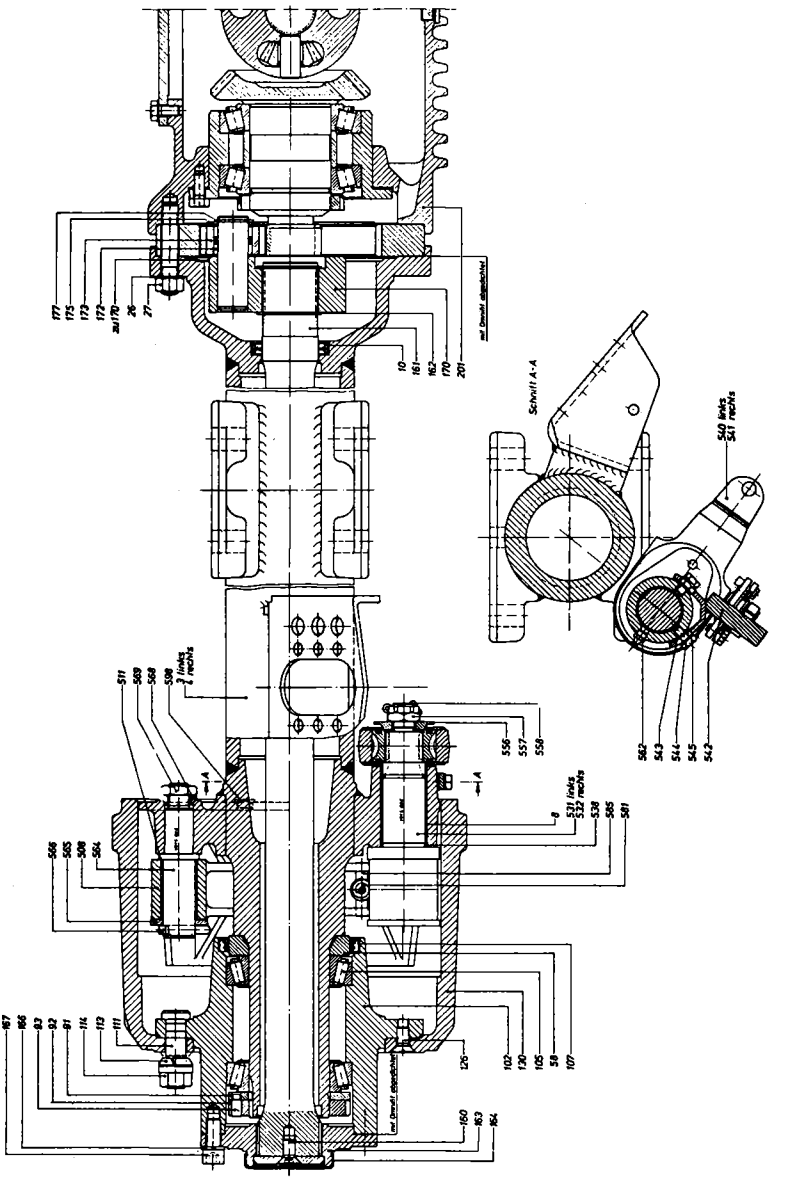


Bild 3. 5 t Planetenachse (BPW)

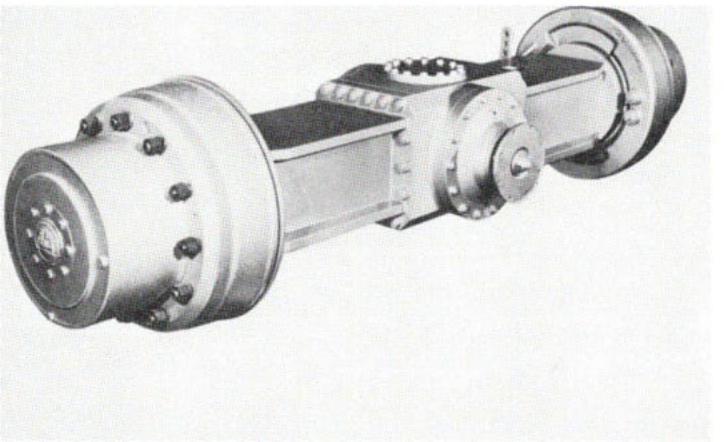


Bild 4. Schwere Außenplaneten-Triebachse (BPW)

22 Daimler-Benz AG, Stuttgart-Untertürkheim (DB)

Die von den Firmen DB und MAN in Gemeinschaft als Einheitsachse entwickelte Außenplaneten-Antriebsachse Typ HL 7/07 D für Schwerlastwagen mit 16 bis 22 t Gesamtgewicht zeigt Bild 5 in Ansicht. Der Achskörper, als Banjo-Achse aus zwei geschmiedeten Rohrhälften verschweißt, ist durch eine auf 1 : 1,5 begrenzte Übersetzung im Mitteltrieb in der Bauhöhe sehr niedrig gehalten. Der Achskörper ist symmetrisch, die Lagerung des Antriebsritzels jedoch aus der Fahrzeugmitte seitlich versetzt.

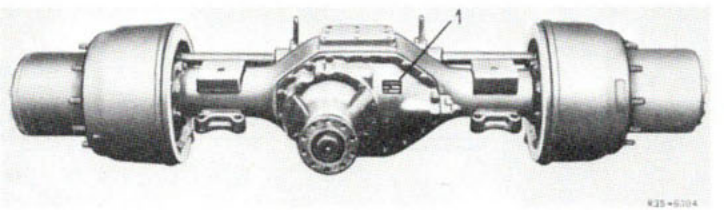


Bild 5. Außenplaneten-Triebachse HL 7/07 D (S)-13 (DB)

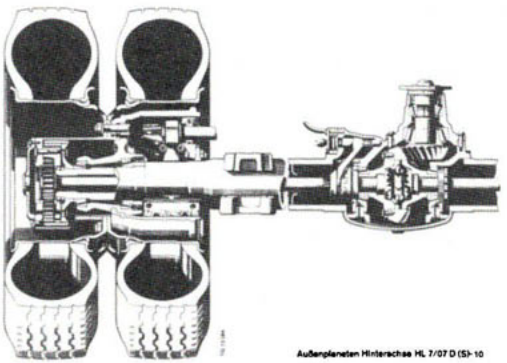


Bild 6. Außenplaneten-Triebachse HL 7/07 D(S)-13 (DB)

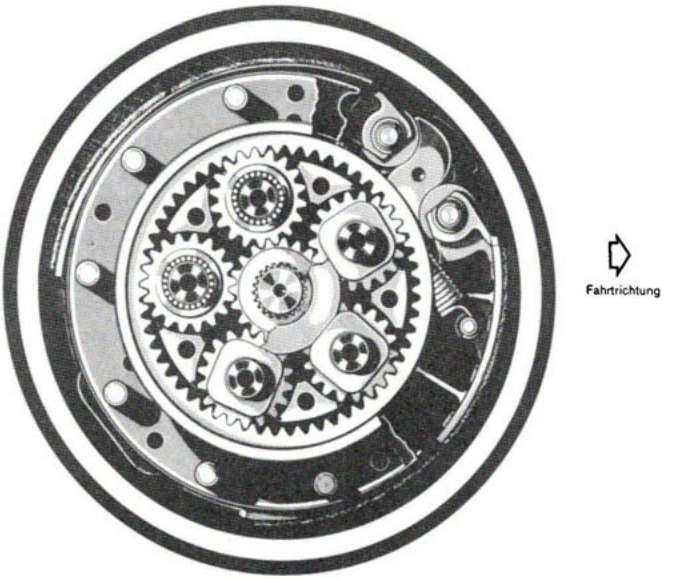


Bild 7. Planetenradsatz zu Achse Bild 6

Eine Schnittzeichnung (Bild 6) und eine Draufsicht des Planetentriebes (Bild 7) zeigen weitere Einzelheiten, z. B. eine pneumatisch schaltbare Klauensperre und das mit 5 Planetenrädern ausgestattete Planetengetriebe in der Nabe. Die Planetenräder laufen auf Nadellagern, der Planetenradträger (umlaufend) ist mit der Glockennabe fest verbunden, das Sonnenrad sitzt auf einer Kerbverzahnung der Steckwelle. Damit die Kraftübersetzung auf alle fünf Planetenräder möglichst gleichmäßig erfolgt, ist das auf dem hohlen Achsschenkel aufgeschobene Hohlrad „schwimmend" gelagert. Gesamtübersetzungen von 4,454 bis 8,880 sind möglich. Der Mitteltrieb ist auswechselbar.

Die zugehörige, angetriebene Lenkachse AL 7/1 D-7 (Bild 8) ist nach den gleichen Konstruktionsmerkmalen aufgebaut. Abweichend von der Starrachse ist der Achskörper der Lenkachse asymmetrisch gestaltet, damit der Ritzeltrieb des im Bild 5 gezeigten Mittelgetriebes bei der Lenkachse genau in Fahrzeugmitte liegt. Die Achsfaust ist mit dem Achskörper verschweißt, die Lager der Achsschenkelbolzen sind Gleitlager, die Axialdrucklager Wälzlager. Die zur Kraftübertragung dienenden Doppelgelenkwellen sind wartungsfrei. Das Planetengetriebe entspricht dem der Starrachse. Das Tellerrad des Mittelgetriebes hat einen Durchmesser von 233 mm.

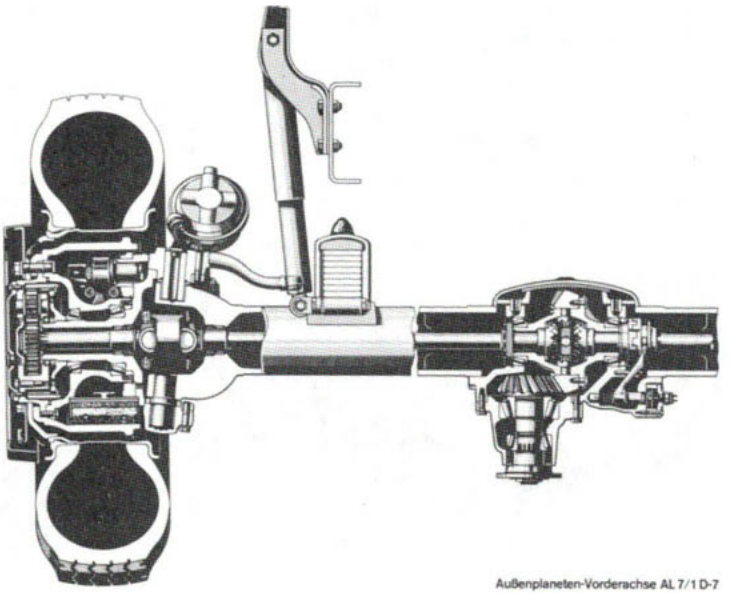


Bild 8. Außenplaneten-Lenkachse AL 7/1 D-7 (DB)

Bei Fahrzeugen mit zwei angetriebenen Starrachsen ist die vordere Triebachse als Durchtriebsachse ausgebildet. Näheres hierüber im Abschnitt 3 wie auch unter 26.

23 Faun-Werke, Nürnberg

Für einen 80 t-Muldenkipper wurde eine Achse konstruiert, die die bisher in dieser Abhandlung erwähnten Größenordnungen weit übertrifft. Bild 9 zeigt eine solche Triebachse in Ansicht, wobei die neben der Achse stehende Person die Abmessungen sehr deutlich macht.

Die Achsbrücke ist eine Schweißkonstruktion, an der die Achsrohre (Guß) angeschraubt sind, letztere sind mit den hohlen Achsschenkeln ebenfalls verschraubt.

Bild 10 zeigt das Naben-Planetengetriebe dieser Achse. Der Planetentrieb (3 Planetenräder) ist nach dem System umlaufendes Sonnenrad und Planetenradträger, feststehendes Hohlrad (Innenverzahnung) aufgebaut.

Bei der hier verwendeten Reifengröße (24.00 − 49) kann der Durchmesser der Planetenräder groß gewählt und damit die Übersetzung im Planetentrieb 6,316 : 1 werden. Bei dieser Übersetzung kann der Schaft der Steckwelle besonders klein gehalten werden. Die Rollenlager der Planetenräder werden durch eine Schöpfschmierung mit Öl versorgt.

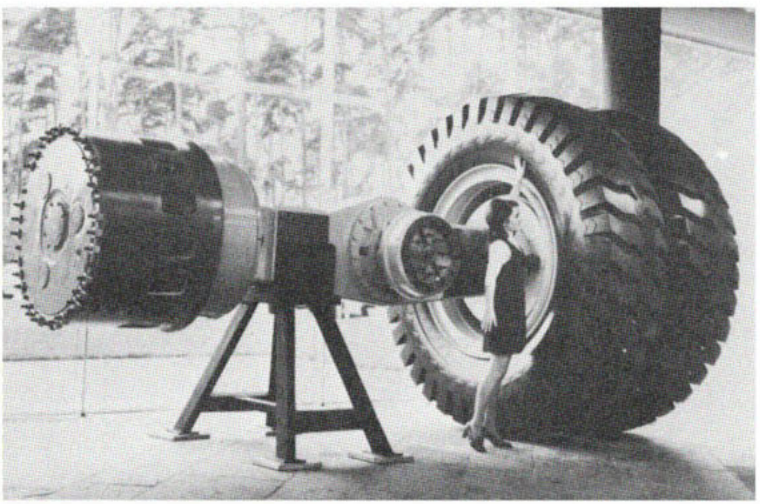


Bild 9. Schwere Außenplaneten-Triebachse für 80 t Muldenkipper (Faun)

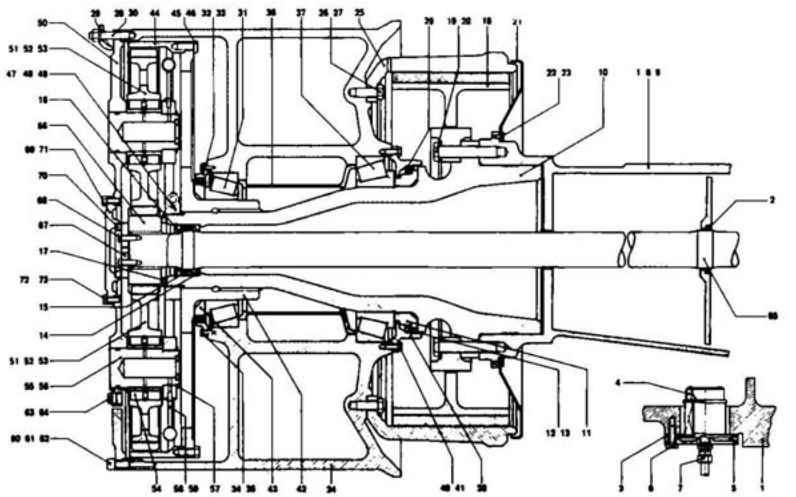


Bild 10. Achslagerung mit Planetentrieb der Achse Bild 9 (Faun)

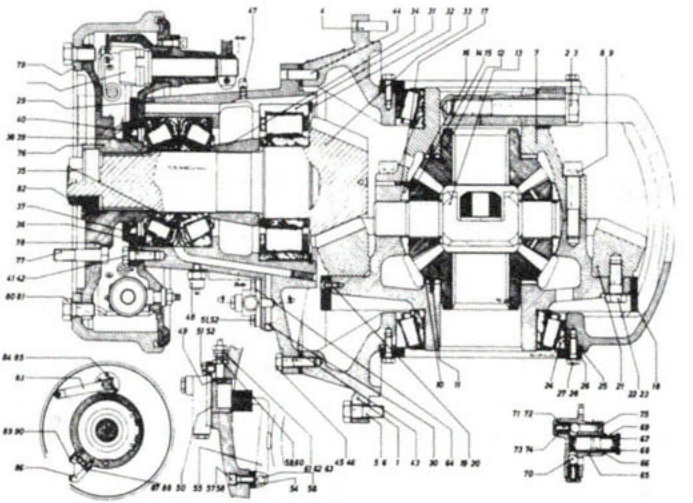


Bild 11. Mittelgetriebe mit Feststellbremse der Achse Bild 9 (Faun)

Das Mittelgetriebe dieser Achse zeigt Bild 11. Die Lagerung des Antriebsritzels mit einem Zylinder- und zwei Steilwinkel-Kegelrollenlagern, letztere mit Zwangs-Ölschmierung. Spiralkegelräder in Hypoid-Bauart. Am hinteren Ritzelende ist ein Flansch mit Bremstrommel aufgesetzt, die am Getriebegehäuse fest angeschraubte Backenbremse wird von einem Federspeicher betätigt (Feststellbremse).

24 Fiat, Turin (Italien)

Bild 12 zeigt eine Außenplaneten-Starrachse des LKW FIAT 421 A. Die gekröpfte Achse (Gußbrücke) ist mit einem zusätzlichen Stirnrad-Vorgelege mit geringer Untersetzung versehen. Planetentrieb mit 3 wälzlagergelagerten Planetenrädern. Das Sonnenrad ist mit der Steckwelle fliegend gelagert (umlaufend), desgleichen die Nabe mit dem Planetenradträger. Das nicht umlaufende Hohlrad ist durch ein Zahnprofil auf dem Achsschenkel gegen Verdrehen gesichert. Das Mittelgetriebe hat in üblicher Weise einfache Teller-Kegelrad-Übersetzung.

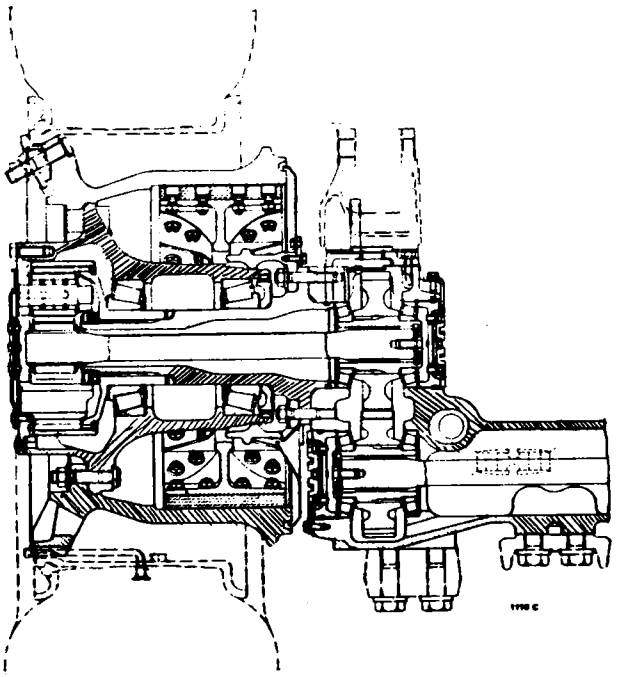


Bild 12. Ritzel-Achse mit Außenplanetengetriebe (Fiat)

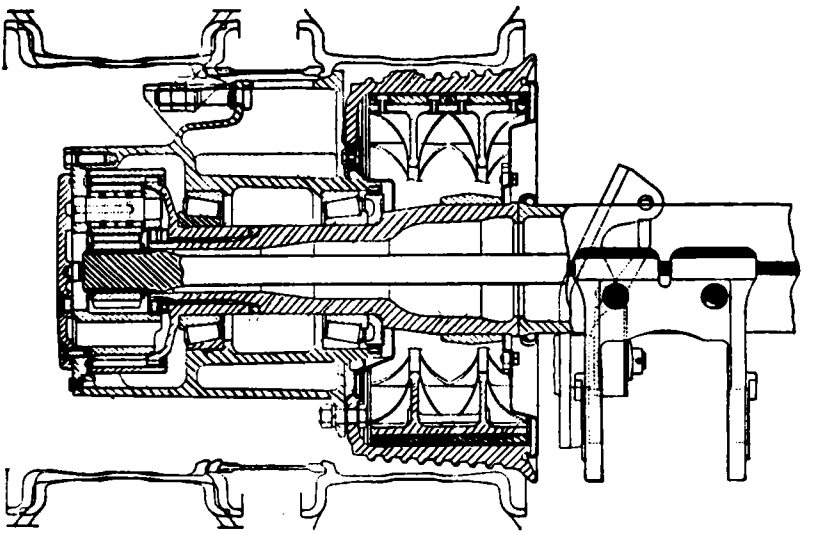


Bild 13. Außenplanetenachse 697 N-T (Fiat)

Der im Bild 13 dargestellte Schnitt durch eine Nabenlagerung zeigt eine Außenplaneten-Starrachse des LKW FIAT 697 N-T mit einem in das Speichenrad eingebauten Planetentrieb (3 Planetenräder), der im Prinzip der Ausführung in Bild 12 entspricht. Die Banjo-Achsbrücke in Preßbauweise hat elektrisch stumpfgeschweißte Achsschenkel.

25 Klöckner-Humboldt-Deutz AG, Ulm (KHD)

Bei dieser Firma liegen langjährige Erfahrungen im Bau von Triebachsen mit Außenplanetentrieben vor. So sind auch alle Triebachsen für mittelschwere und schwere LKW nach diesem Prinzip als Baukastenreihe entwickelt. Einen Schnitt durch eine solche Hinterachse zeigt Bild 14.

Die Achsbrücken aus Blechpreßteilen sind vereinheitlicht, die starren Achsschenkel und die gelenkigen Radträger für die Lenktriebachsen werden an die Flansche angeschraubt. Übersetzungen im Mittelgetriebe von 1,85 bis 6,66, die des Planetentriebes der im Bild gezeigten Achse i = 3,103. Die gedrängte Bauweise des Planetengetriebes läßt sowohl Scheibenräder wie auch TRILEX-Felgen zu.

Sonnenrad und Planetenradträger mit Planetenrädern umlaufend, Hohlrad durch ein Zahnprofil und einen mit dem Achsschenkel fest verbundenem Flansch gegen Verdrehen gesichert.

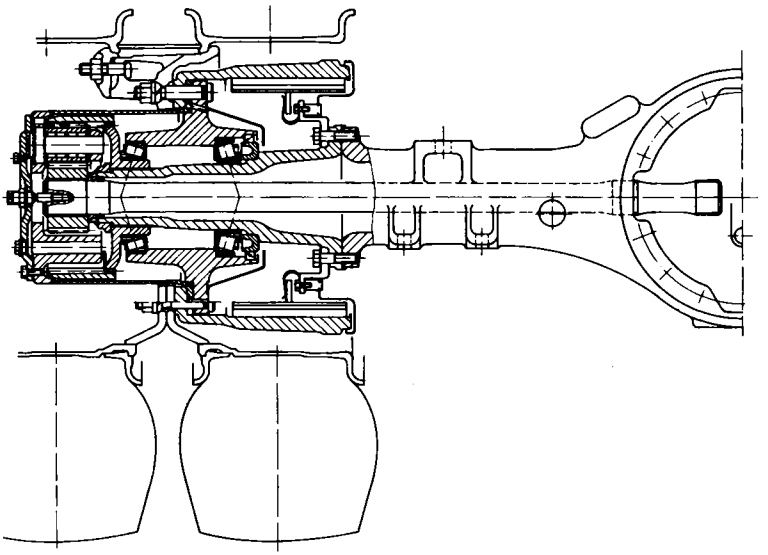


Bild 14. Hinterachse 10/13 t mit Außenplanetenantrieb (KHD)

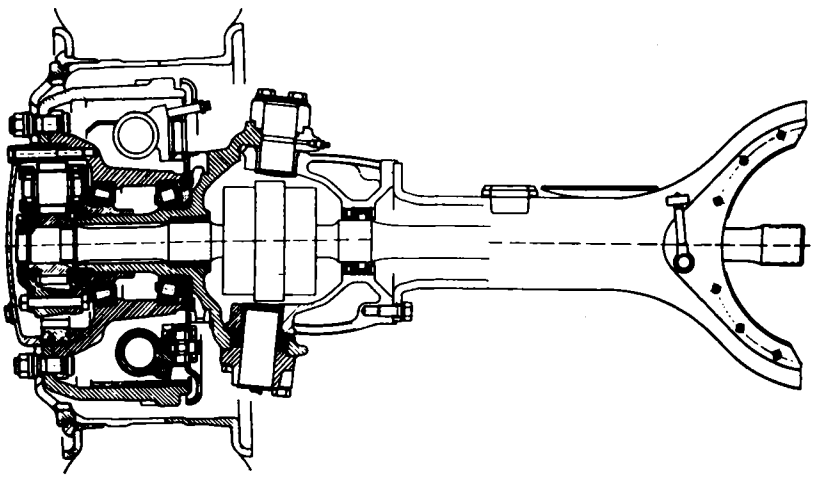


Bild 15. Vorderachse 6 t mit Außenplanetenantrieb (KHD)

Eine Lenktriebachse als Vorderachse für 6 t zeigt Bild 15 mit einer Übersetzung i = 2,166. Hier laufen Sonnenrad und Außenzahnkranz (Hohlrad) um, der Planetenradträger ist fest und dient gleichzeitig zur Einstellung der Kegelrollenlager der Nabe. Zur Anpassung an die verschiedenen Motorleistungen werden drei verschiedene Planetengetriebe verwendet.

26 Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG, München (MAN)

Wie schon unter 22 erwähnt, wurden von den Firmen DB und MAN Einheits-Triebachsen in der Form von Außenplaneten-Triebachsen entwickelt. Ergänzend zu den Bildern 5, 6 und 7 soll an dieser Stelle noch eine Exploded-View-Darstellung folgen, die einen besonders guten Einblick in den Aufbau dieser Achsen gibt. Bild 16 zeigt eine starre Triebachse als erste Hinterachse (Durchtriebsachse) eines dreiachsigen Lastkraftwagens, zulässige Achslast 13−16 t. Die Übersetzung im Planetentrieb ist i = 3,947, der Tellerraddurchmesser beträgt 233 mm. Die Schmierung ist als Tauchschmierung ausgebildet. Ein Tellerraddurchmesser von 300 mm für andere Einbaufälle ist möglich. Der verhältnismäßig kleine Tellerraddurchmesser ergibt eine besonders große Bodenfreiheit in Fahrzeugmitte.

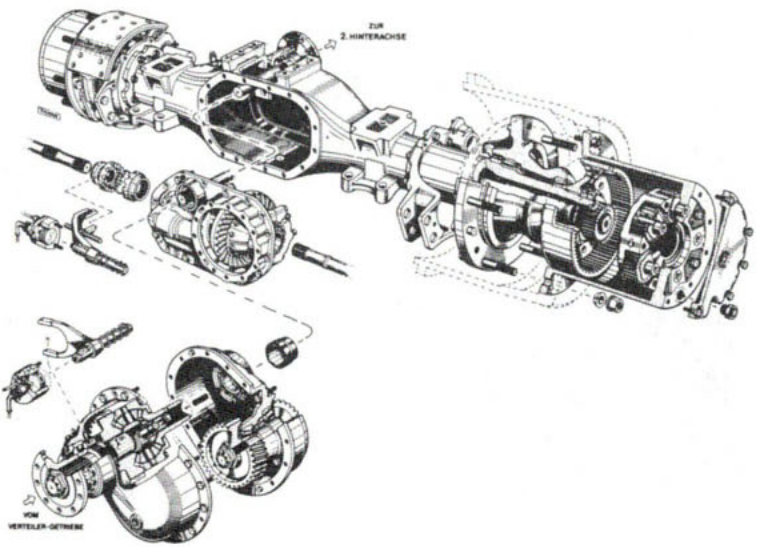


Bild 16. Außenplanetentriebachse mit Durchtrieb (MAN)

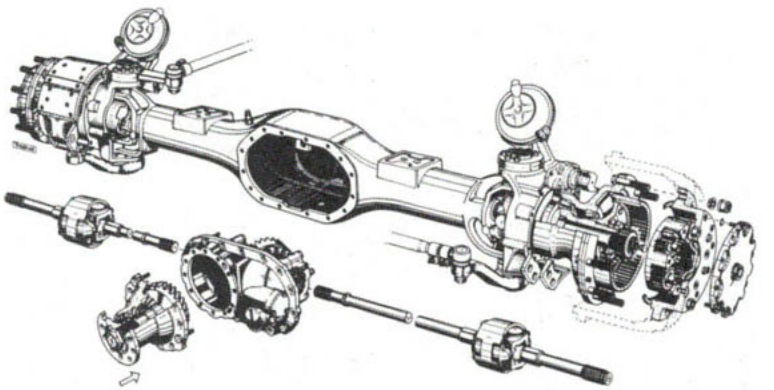


Bild 17. Außenplaneten-Lenkachse (MAN – VA 7)

Bild 16 zeigt deutlich das für Doppelachsen erforderliche Zusatzgetriebe für den Durchtrieb zur zweiten Hinterachse. Es enthält ein weiteres Kegelraddifferential zum Ausgleich der Drehmomente zwischen vorderer und hinterer Antriebsachse; auch dieses Differential ist mechanisch mittels Klauen sperrbar.

Bild 17 zeigt eine für Allradfahrzeuge entwickelte Lenktriebachse. Wesentliche Bauelemente sind von der Starrachse übernommen (u. a. Planetentrieb). Das Mittelgetriebe ist seitlich versetzt, wodurch sich eine asymmetrische Achsbrücke ergibt. Einzelheiten wie bei der Lenktriebachse im Abschnitt 22.

27 Saab-Scania, Södertälje (Schweden)

Auch diese Firma baut sowohl Triebachsen mit Planetenradtrieb im Mittelgetriebe (Bild 18) wie auch Außenplaneten-Triebachsen (Bild 19). Für erstgenannte Ausführung war schon im ATH, Bd. 2, 3.353, Bild 23 ein Beispiel gebracht worden, so daß sich hier nähere Erläuterungen erübrigen.

Die im Bild 19 gezeigte Außenplaneten-Triebachse mit Banjo-Achsbrücke entspricht bekannten Konstruktions-Prinzipien. Das Sonnenrad sitzt fest auf dem Achsschenkel, das Hohlrad auf einer Verzahnung am Ende der Steckwelle (umlaufend), der Planetenradträger mit den 4 Planetenrädern läuft mit der Nabe um. Klauensperre zum Ausschalten des Ausgleichsgetriebes; kurzes Ritzel im Mittelgetriebe 3fach gelagert (zwei Kegelrollen-, ein Zylinderrollenlager). Nabe und Planetenradträger miteinander verschraubt.

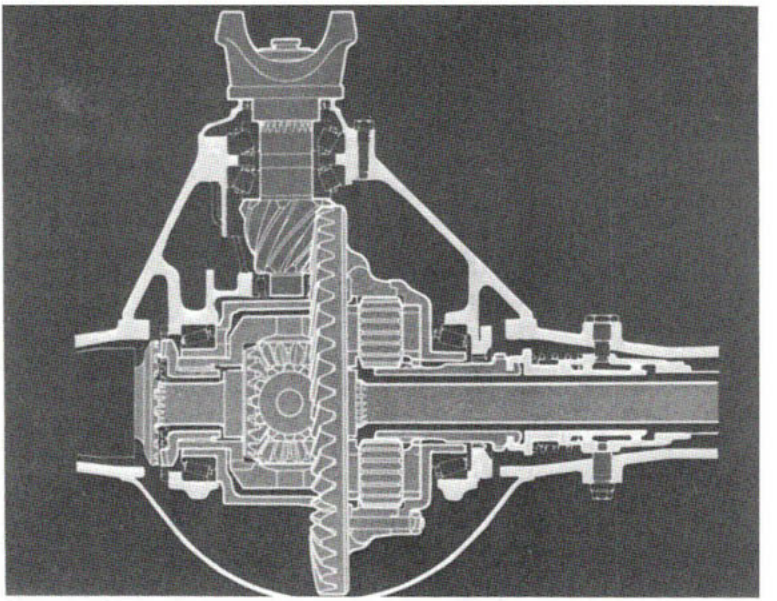


Bild 18. Planetentrieb im Mittelgetriebe (Saab-Scania)

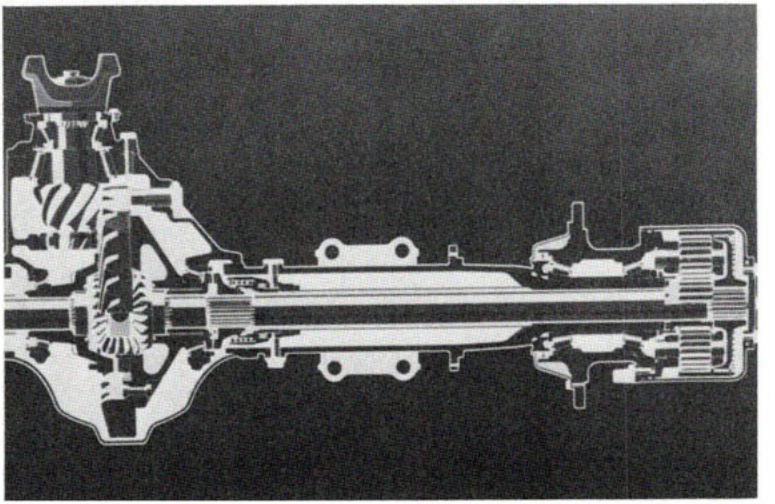


Bild 19. Außenplaneten-Triebachse (Saab-Scania)

28 Volvo, Göteborg (Schweden)

Abweichend von allen bisher gezeigten und beschriebenen Triebachsen mit doppelter Übersetzung hat VOLVO ein Nabenvorgelege mit Kegelrädern entwickelt (Bild 20 u. 21). Als Planetenradträger dient der Nabendeckel, die vier kegeligen Planetenräder laufen mit diesem Deckel und der Nabe um. Ebenfalls umlaufend ist ein Kegelrad, das am Ende der Steckwelle aufgeschoben ist.

Am Ende des Achsschenkels sitzt „schwimmend", aber nicht umlaufend, ein weiteres Kegelrad, auf dessen Zahnflanken sich die Planetenkegelräder abwälzen. Die Übersetzung ist im Verhältnis 2 : 1 ausgelegt, d. h. die Nabe dreht sich gegenüber der Steckwelle mit halber Drehzahl. Die übrigen Bauelemente der Triebachse (Banjo-Achsbrücke, Einstufen-Mittelgetriebe mit Hypoidverzahnung) entsprechen dem derzeit üblichen Stand der Technik.

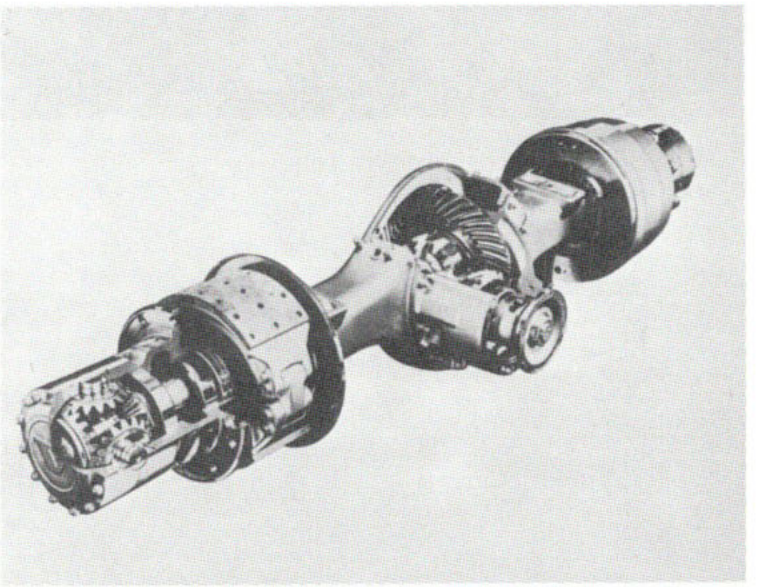


Bild 20. Kegelrad-Planetenachse (Volvo)

29 Zahnradfabrik Friedrichshafen (ZF)

Anstelle der im ATH, Bd. 2, 3.353, Bild 57 gezeigten Triebachse mit Trommelbremse wird jetzt im Bild 22 die neueste Ausführung einer Außenplaneten-Starrachse mit Scheibenbremse für Kranfahrzeuge

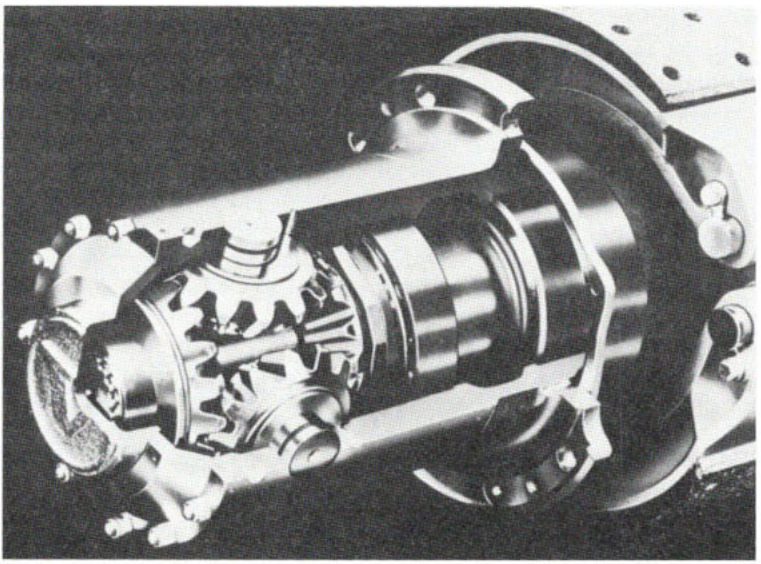


Bild 21. Kegelrad-Planetentrieb in der Nabe (Volvo)

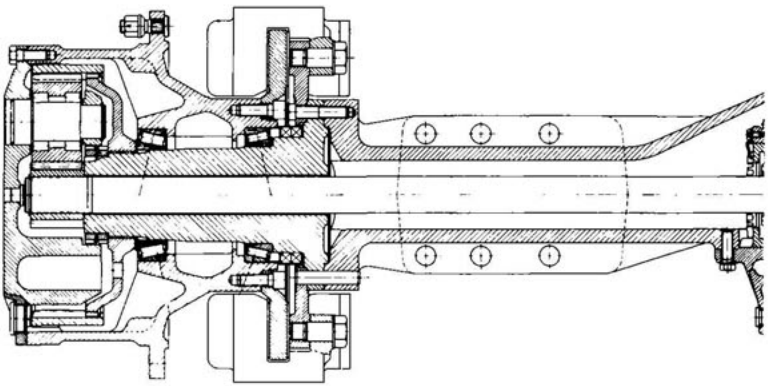


Bild 22. Außenplaneten-Triebachse mit Scheibenbremse (ZF)

gezeigt. Achsbrücke aus Kugel-Graphitguß, Achsschenkel sind angeschraubt. Das hier nicht dargestellte Mittelgetriebe hat einstufigen Kegelradtrieb, das Planetengetriebe in der Nabe hat umlaufenden Planetenradträger mit drei Planetenrädern, mit der Steckwelle eben-

falls umlaufendes Sonnenrad und einen auf den Achsschenkel mit Zahnprofil aufgeschobenen Flansch, der am äußeren Umfang radial ausgleichend das Hohlrad (Innenzahnkranz) trägt. Einstellung der Kegelräder für die Nabenlagerung durch zwei Nutmuttern (Konterung). Die Bremsscheibe ist mit der Radnabe, der Flansch (Bremsträger) zur Aufnahme der Bremssättel mit dem Achsschenkel verschraubt.

Bei Omnibussen mit Heckantrieb ist nicht immer die Anordnung Achse – Schaltgetriebe – Motor, wie im Bild 3 ATH gezeigt, möglich. Es kann dann aus räumlichen Gründen ein Mittelgetriebe erforderlich sein, wie es ATH, Bd. 2, 3.353, Bild 23 zeigt (Achseinsatz DST). Das Mittelgetriebe mit dem einfachen Teller-Kegelradtrieb erhält eine Vorschaltstufe mit drei Stirnrädern, die, wie hier gezeigt, unter einem beliebigen Winkel verschwenkt angeordnet werden können, um den Gelenkwellenantrieb seitlich am Achskörper vorbei zum Motor führen zu können. Ritzel und Gelenkwelle haben gleiche Drehrichtung.

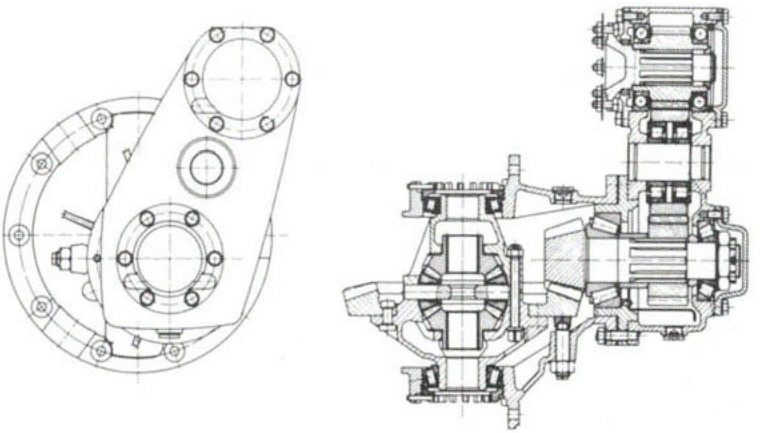


Bild 23. Mittelgetriebe (Achseinsatz DST) für Heckantriebe (ZF)

3 Verteilergetriebe, Durchtriebe

31 Verteilergetriebe

Über die Notwendigkeit der Anordnung von Verteilergetrieben bei Allrad-Antrieb ist schon früher berichtet worden (ATH, Bd. 2, 3.353, Kap. 13). Dort wurden jedoch nur schematische Darstellungen solcher Getriebe (Bild 5 u. 6) gegeben. In diesem Ergänzungsband sollen auch ausgeführte Konstruktionen gezeigt werden.

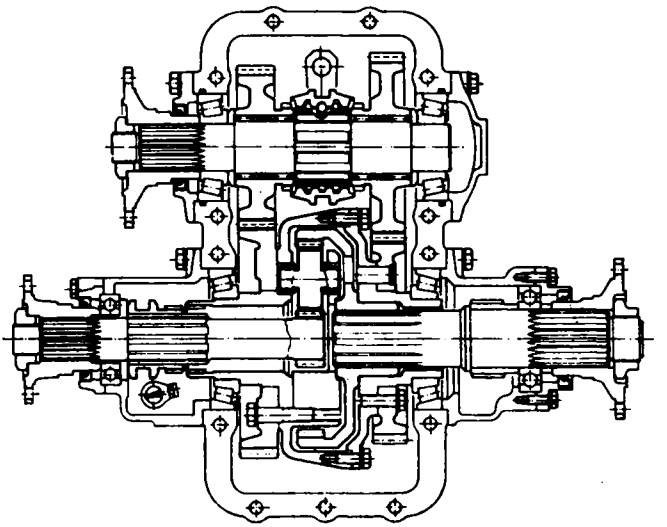


Bild 24. Verteilergetriebe für Allradantrieb (KHD)

Im Abschnitt 3.32 (Kraftfahrzeuggetriebe) sind dagegen auch unter 2.51 in den Bildern 69 bis 75 bereits eingebaute Verteilergetriebe (Zusatzgetriebe) gezeigt worden; Bild 75 wurde inzwischen auch eingehend in der Literatur [3, 4] behandelt.

Ein zweistufiges Verteilergetriebe mit Stirnrad-Differential und abschaltbarem Antrieb zur Vorderachse aus der Reihe der Magirus-Deutz-Nutzfahrzeuge für Allradantrieb zeigt Bild 24. Schaltung der beiden Stufen und des Abtriebs zur Vorderachse erfolgt von Hand oder mittels Druckluft über Schaltklauen. Das mechanisch sperrbare Stirnrad-Verteilerdifferential verteilt das Drehmoment im Verhältnis der Nennachslasten auf Vorder- und Hinterachse [5].

Dieses Getriebe ist ähnlich der im ATH, Bd. 2, Abschn. 3.32, Bild 74 gezeigten Ausführung, hat aber im oberen Wellen-Strang keinen Durchtrieb.

Ergänzend zu ATH, Bd. 2, S. 436, Bild 4, mit welchem die vorwiegend übliche Anordnung des Verteilergetriebes in einem Fahrzeug dargestellt wurde, wird noch ein Einbau eines solchen Getriebes am Fahrzeugrahmen gezeigt (Bild 25). Auch hier handelt es sich um ein vom Schaltgetriebe getrennt eingebautes Getriebe [6].

Vielfach werden auch Verteilergetriebe direkt an das Gang-Schaltgetriebe angeflanscht, wie das Beispiel des ZF-Zweiachs-Verteilergetriebes AK 6-80 V zeigt (Bild 26). Auf dem oberen Wellenstrang ist ein mechanisch sperrbares Kegelrad-Ausgleichgetriebe angeordnet. Im

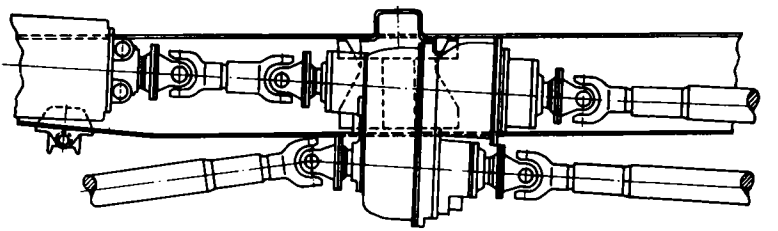


Bild 25. Verteilergetriebe am Fahrzeugrahmen

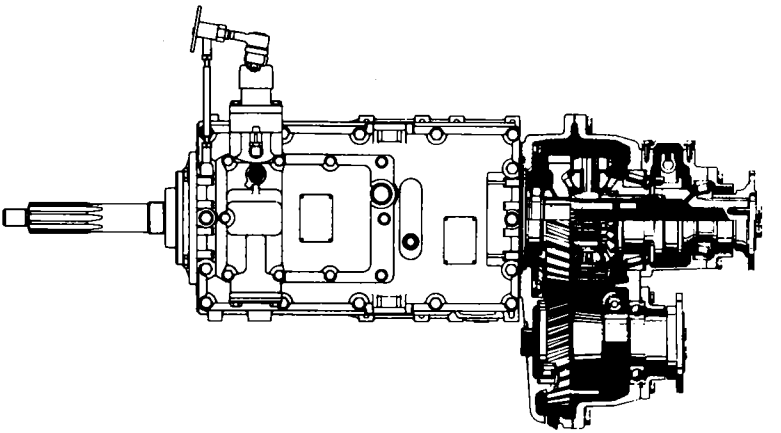


Bild 26. Verteilergetriebe direkt am Schaltgetriebe angeflanscht (ZF)

Prinzip war eine solche Anordnung schon im ATH, Bd. 2, Abschn. 3.353, Bild 6 gezeigt worden [6].

Ein besonders aufwendiges, ebenfalls getrennt angeordnetes Verteilergetriebe mit 4 Wellen bzw. Stirnzahnrädern zeigt Bild 27.

Es handelt sich hier um ein Spezialgetriebe, welches von der Firma Kaelble für ein zweiachsiges Flughafen-Schaumlöschfahrzeug für 28 t Gesamtgewicht mit Allradantrieb entwickelt wurde [7].

Der Vierwellen-Antrieb – obere Zwischenwelle, untere Zwischenwelle und Abtriebswelle – sind senkrecht übereinander in einer Ebene angeordnet. Die beiden Abtriebswellen für den Antrieb der Vorder- und Hinterachse sind durch ein Lamellen-Selbstsperrdifferential bekannter Bauart miteinander verbunden. Das Fahrzeug ist daher auch voll geländegängig.

Wegen der großen Bauhöhen mußte, da eine Ölsumpf-Schmierung nicht ausreicht, an der unteren Zwischenwelle eine Schmierölpumpe

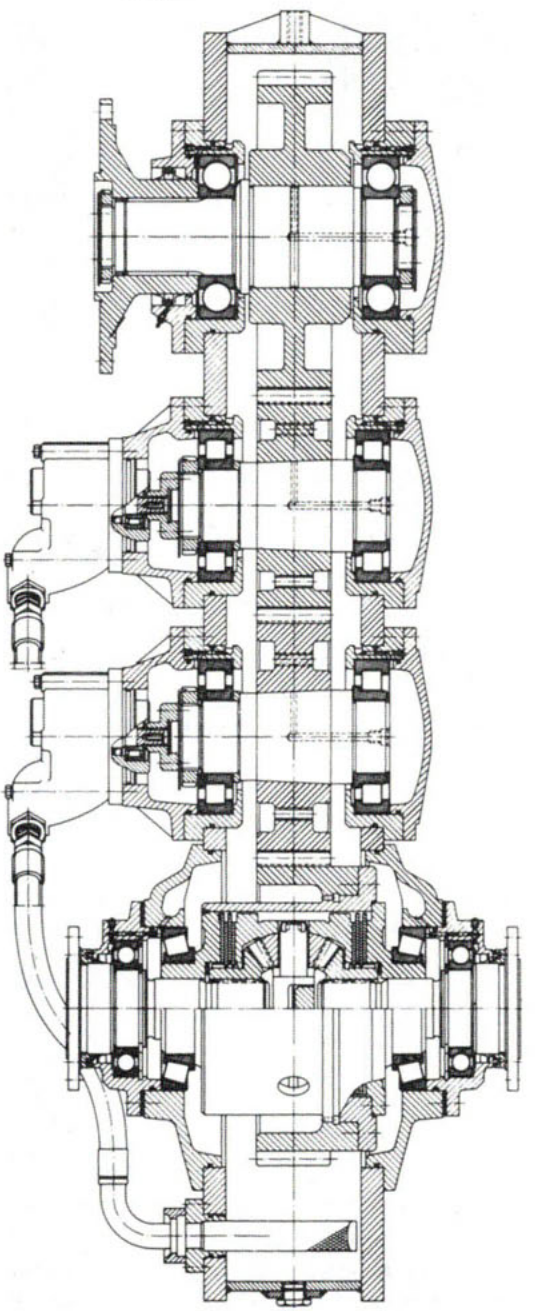
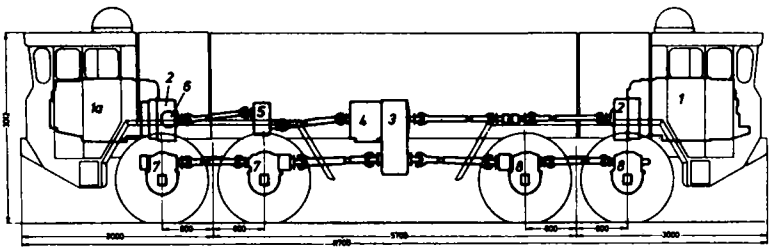
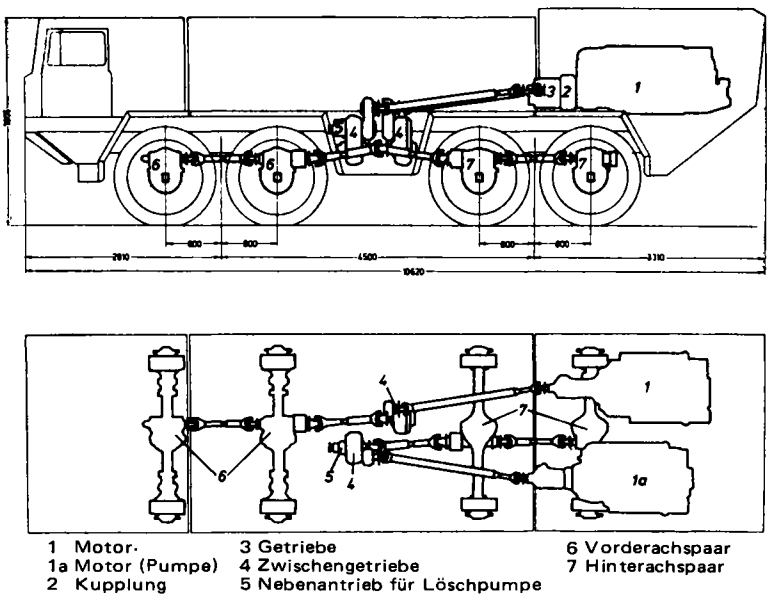


Bild 27. Vierwellen-Verteiler-Getriebe für Löschfahrzeug (Kaelble)



1 Motor
1a Motor (Pumpe)
2 Drehmomentwandler
3 Verteilergetriebe
4 Lastschaltgetriebe
5 Umkehrgetriebe mit Neutralstellung
6 Nebenantrieb f. Löschpumpe
7 Vorderachspaar
8 Hinterachspaar

Bild 28. Antriebschema eines FAUN-Flughafen-Löschfahrzeuges



1 Motor
1a Motor (Pumpe)
2 Kupplung
3 Getriebe
4 Zwischengetriebe
5 Nebenantrieb für Löschpumpe
6 Vorderachspaar
7 Hinterachspaar

Bild 29. Antriebschema eines 4-achsigen Feuerlöschfahrzeuges (FAUN)

angeflanscht werden, die alle Zahneingriffe mit Schmieröl versorgt. Die Wälzlager werden durch das von den Zahnrädern abgeschleuderte Öl geschmiert.

Die zweite, an der oberen Zwischenwelle angeflanschte Ölpumpe dient als Hilfspumpe für die Lenkhydraulik.

Weitere Beispiele für den Einbau von Verteilergetrieben zeigen die Bilder 28 und 29 [8].

Bild 28 zeigt ein Einbau-Schema eines 4achsigen Feuerlöschfahrzeuges mit zwei Antriebsmotoren, davon einer als Front-, der andere als Heckmotor eingebaut. Beide sind über ein Verteilergetriebe (3) mit der Frontantriebs-Doppelachse und der Heckantriebs-Doppelachse verbunden.

Im Gegensatz hierzu zeigt Bild 29 den Antrieb eines ähnlichen Spezialfahrzeuges mit zwei Heckmotoren. Die Draufsicht läßt gut erkennen, daß einer der beiden Heckmotoren über ein Zwischengetriebe (4) die Frontantriebs-Doppelachse, der andere ebenfalls über ein Zwischengetriebe die Heckantriebs-Doppelachse antreibt.

32 Durchtriebe

Unter dieser Bezeichnung versteht man Verteilergetriebe, die im Gegensatz zu den unter 3.1 behandelten Getrieben weder als Baugruppe für sich am Fahrzeugrahmen, noch direkt am Schaltgetriebe angebaut werden. Sie treten vielmehr bei Doppelachsen anstelle des Mittelgetriebes der vorderen Achse. Näheres hierüber war schon im Kap. 32 des Abschnittes 3.353 in der 18. Auflage des ATH gesagt worden (siehe auch die Bilder 12, 13, 37 u. 39 aus dieser Abhandlung) [1].

Durchtriebe werden senkrecht (s. auch Bild 16) wie auch waagerecht an der Achsbrücke (s. auch Bild 13 auf S. 441 der 18. Aufl. des ATH) angeflanscht. Bild 30 gibt ein weiteres Beispiel für einen Durchtrieb mit senkrechter Anflanschung (IHC, Chicago/Ill. USA).

Einzelheiten des in den Durchtrieb eingeschalteten Kegelrad-Differentials (sperrbar), wie vor allem den Weg des Schmieröles zeigt Bild 31. Die Zahlen 1 bis 6 lassen die Strömungsrichtung des Schmiermittels vom Überströmkanal zur Verzahnung und der Gleitlagerung der kleinen Ausgleichskegelräder bis zum großen Rillenkugellager bzw. zur Schaltmuffe erkennen.

Weitere Beispiele zeigen die Bilder 32, 33, 34 u. 35.

Bild 30. Doppelachs-Anordnug mit Durchtrieb an der ersten Achse (IHC)

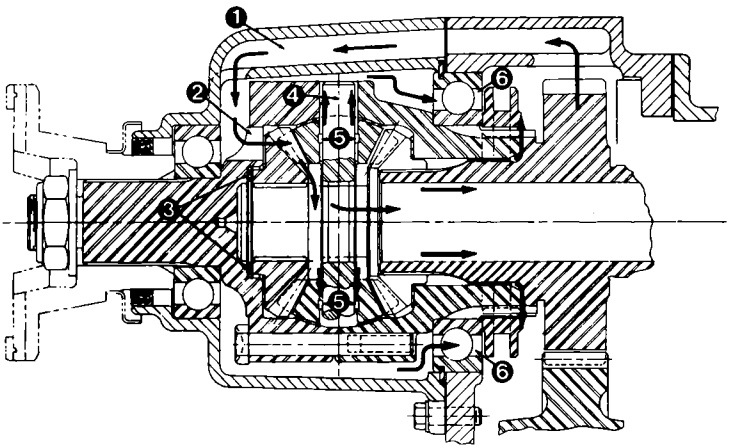


Bild 31. Differential für Durchtrieb (IHC)

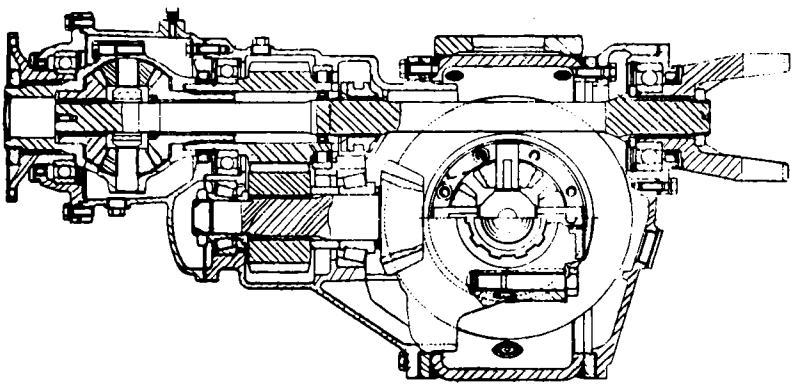


Bild 32. Durchtrieb des FIAT 697 N-T mit Kegelrad-Differential

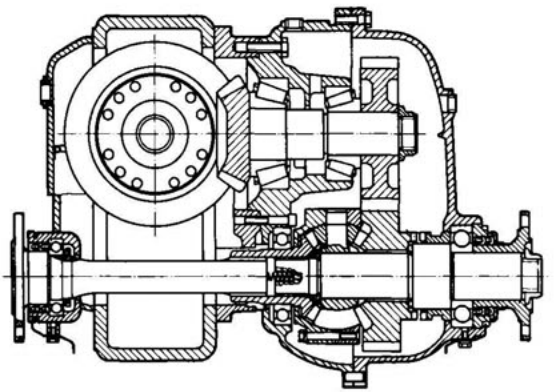


Bild 33. Durchtrieb zur DB Außenplanetenachse (Bild 5) bzw. der MAN Bild 16 [2]

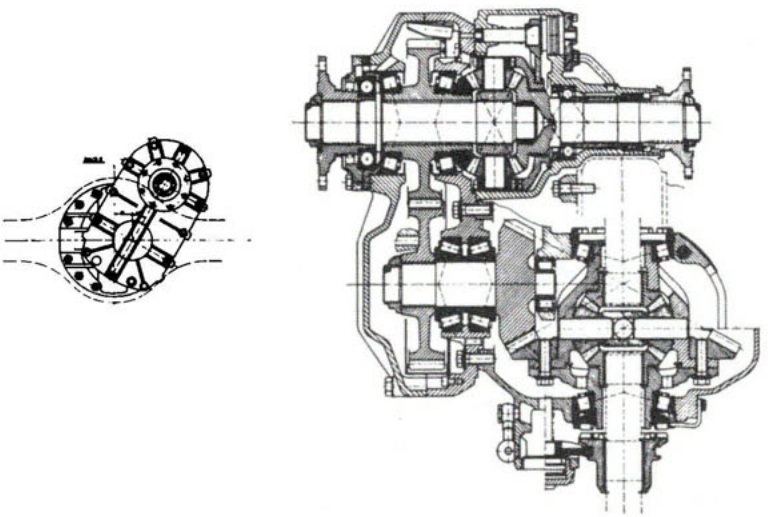


Bild 34. Vorschaltgetriebe bzw. Durchtrieb mit sperrbarem Differential der Firma KHD-Magirus [5]

Die Bilder 36 und 37 bringen Beispiele, wie Durchtriebe auf der Achse, d. h. bei waagerecht liegendem Flansch, montiert werden. Diese Bauweise ist hauptsächlich in USA üblich. Vgl. ATH, Bd. 2, S. 458, Bild 37.

Interessant ist auch der Durchtrieb von FODEN (Bild 37) mit doppeltem Schneckenantrieb und Getriebe-Bremse (Handbremse) zwi-

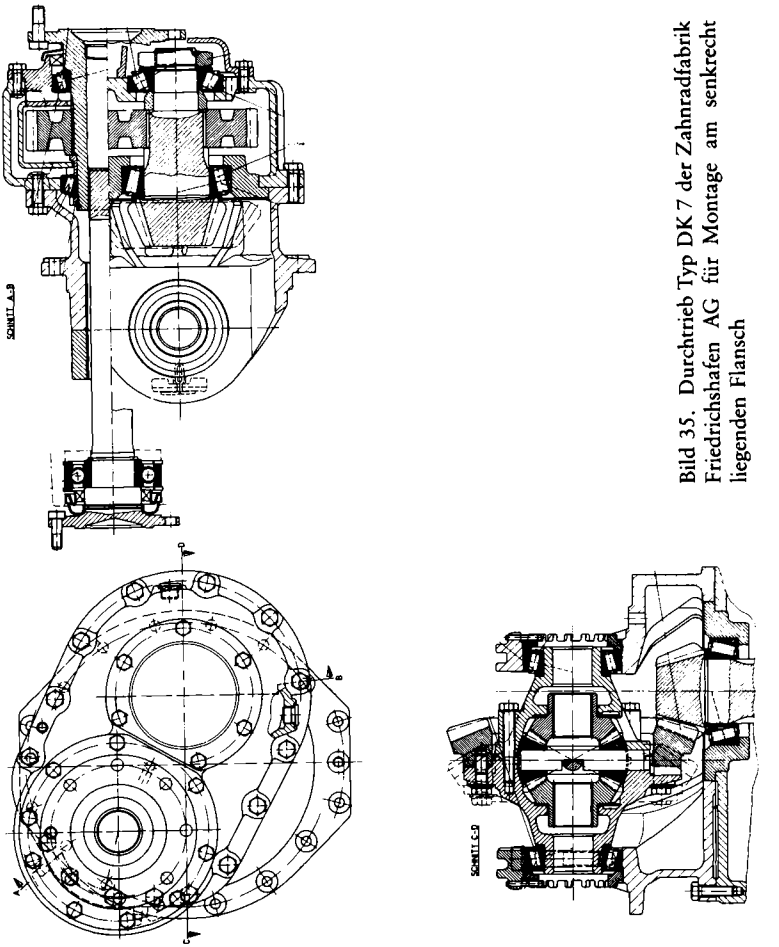


Bild 35. Durchtrieb Typ DK 7 der Zahnradfabrik Friedrichshafen AG für Montage am senkrecht liegenden Flansch

schen erster und zweiter Achse. Zusätzliche Übersetzung in den Radnaben mit Kegelradtrieb [9] (vgl. auch die Bilder 20 u. 21).

Antriebsachsen nach Bild 3 und 4 mit einem Mittelgetriebe bei dem der Winkel zwischen Antriebsritzel und den Steckwellen weniger als 90° beträgt, eignen sich besonders gut für einen Durchtrieb. Das Prinzip eines solchen Mittelgetriebes ist schon im ATH, Bd. 2, Bild 32 gezeigt und auf den Seiten 455 und 456 eingehend beschrieben worden; die Ausführung ist allerdings ohne Durchtrieb dargestellt. Das folgende Bild 38 zeigt nun ein solches Getriebe auch mit Durch-

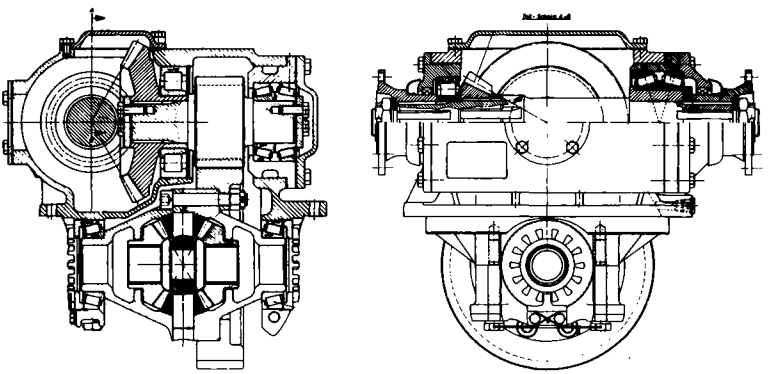


Bild 36. Durchtrieb des ZF, Typ L 5, ersetzt die Ausführung von Bild 37 auf Seite 458 der 18. Auflage des ATH

trieb und einem zweiten Differential zum Ausgleich zwischen erster und zweiter Triebachse. Eine Sperrung dieses Zusatzdifferentials ist bei dieser Konstruktion nicht vorgesehen.

Die untere Darstellung ist eine Draufsicht, die Steckwellen werden in die in diesem Bild nicht im Schnitt gezeichneten Schäfte der Kegelräder eingeschoben. In Bild 39 ist dies besser erkennbar.

Das im Bild 39 gezeigte Mittelgetriebe mit Durchtrieb ist eine um zwei Lamellenkupplungen erweiterte Ausführung eines solchen Getriebes. Die Kupplung erfolgt hydraulisch, sie kann ohne Bedenken unter Last betätigt werden. Die Druckfeder (links von der Lamellenkupplung) sorgt dafür, daß das Axialdrucklager auch bei nicht eingeschalteter Kupplung unter leichter Vorspannung steht. Von den beiden Kupplungen sperrt die linke im Bild liegende das Zwischendifferential zwischen erster und zweiter Achse (rechts), die rechte Lamellenkupplung sperrt das Ausgleichsgetriebe der ersten Achse (Durchtriebachse) selbst (Bildmitte).

4 Ausgleichgetriebe

Im ATH, Bd. 2, Kap. 324 des Abschn. 3.353, Achsantriebe für Lastkraftwagen, sind selbstsperrende Ausgleichgetriebe gezeigt und beschrieben worden, deren Sperrglieder in radialer Richtung wirken (Bilder 41 u. 42). Es erscheint daher angebracht, im Ergänzungsband als Beispiel auch ein Axial-Sperrdifferential zu zeigen (Bild 40). Auch hier übernehmen, wie beim Radialsperrdifferential, Kurvenscheiben mit Gleitsteinen die Funktion der Kegelräder und die Zahl der Vertiefungen der rechten und linken Kurvenbahn ist verschieden [4].

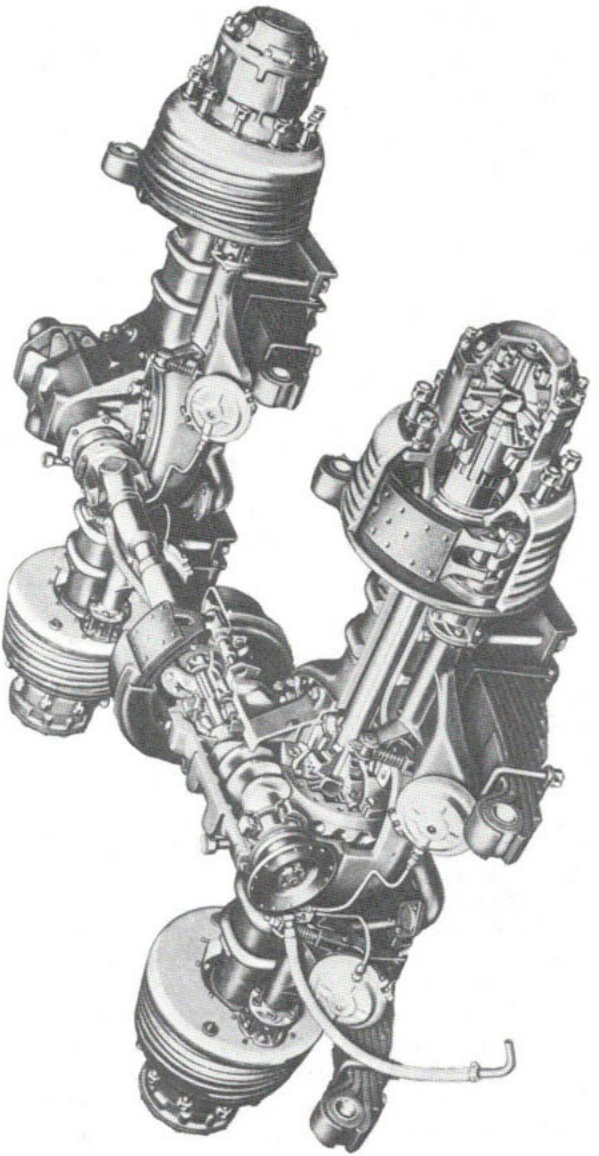


Bild 37. Doppelachse mit Schneckenantrieb (Foden)

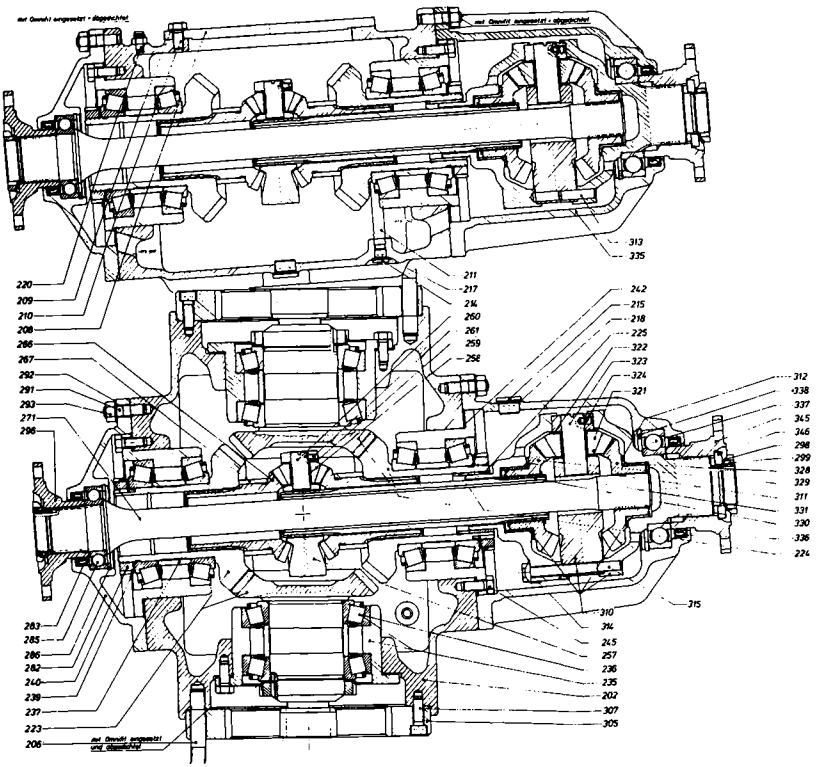


Bild 38. Mittelgetriebe mit zentralem Durchtrieb (BPW)

Das im ATH, Bd. 2, S. 464, Bild 44 gezeigte ZF-Lamellen-Selbstsperrdifferential führt neuerdings auch die Bezeichnung LOK-O-MATIC. Die Wirkungsweise beruht auf der lastabhängigen Sperrwirkung durch die Spreizkräfte des kreuzförmig angeordneten Differential-Bolzens.

Ein ebenso verbreitetes Selbstsperr-Differential ist das BORG-WARNER-Spin-Resistant-Differential mit axial wirkenden, aber radial angeordneten Schrauben-Druckfedern. Näheres hierüber auch in ATH, Bd. 2, Abschn. 3.352, Bild 21, S. 421 u. 422) [1].

Nach einem völlig anderen Prinzip arbeitet das NoSPIN-Differential der Detroit Automotive Products Corp., Warren, Michigan, USA. Es handelt sich auch hier um ein Ausgleichgetriebe ohne Kegelräder. Den Aufbau zeigt Bild 41.

Bei diesem Bild sind alle Bauteile einzeln in der Reihenfolge des Zusammenbaues dargestellt (Exploded-view). Die Teile eines solchen

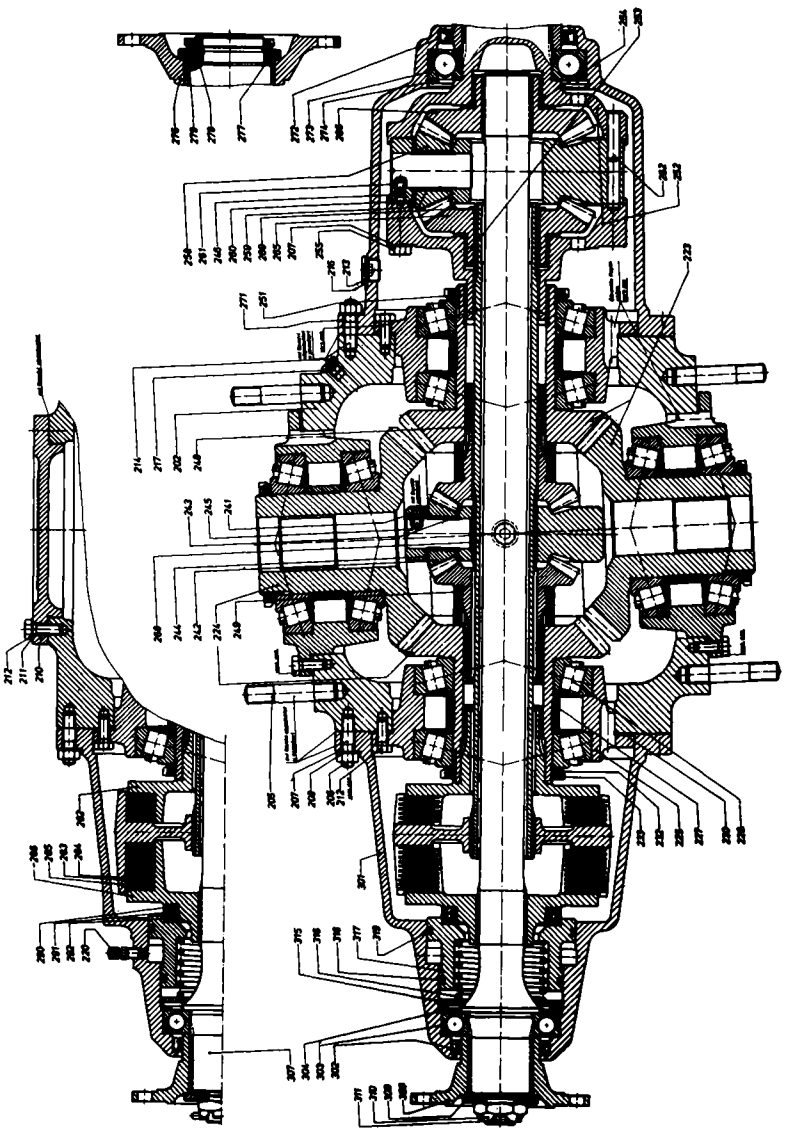


Bild 39. Mittelgetriebe mit zentr. Durchtrieb u. hydr. sperrbaren Differential (BPW)

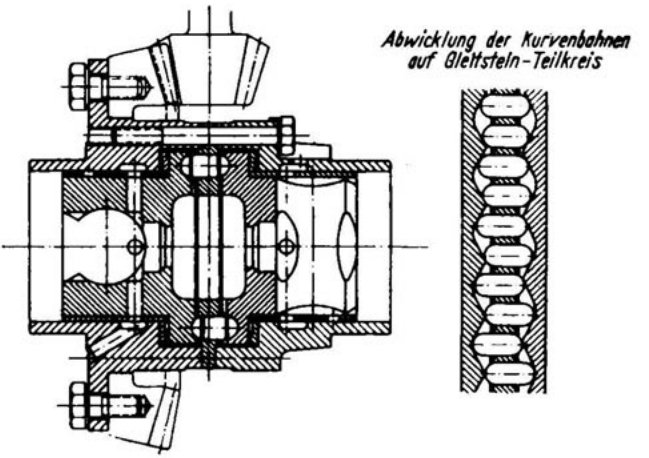


Bild 40. Axial-Sperrdifferential

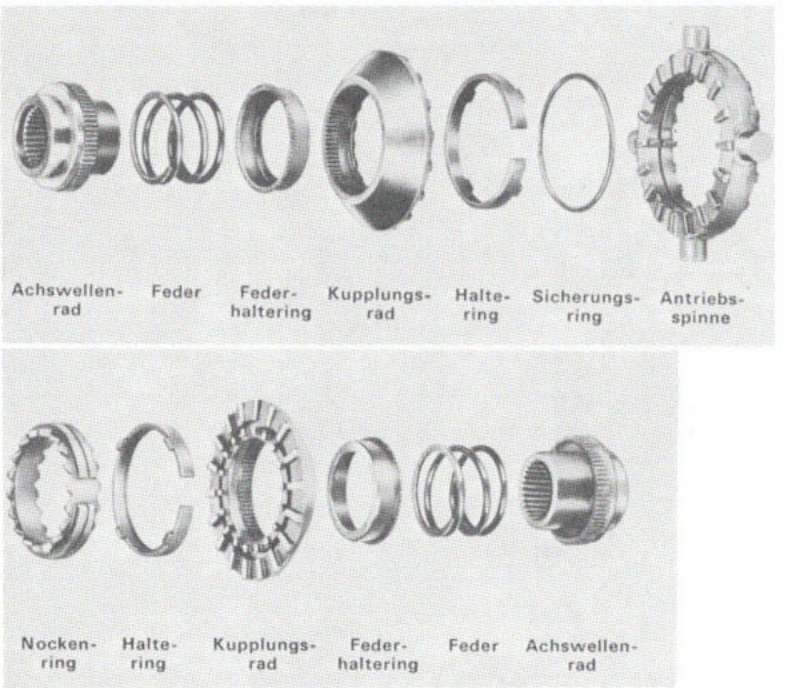


Bild 41. Einzelteile des NoSPIN-Sperrdifferentiales

Bausatzes können im Austausch anstelle der sonst üblichen Kegelrad-Ausgleichteile in ein Ausgleichgetriebe-Gehäuse eingesetzt werden.

Die Wirkungsweise des NoSPIN-Differentials (= nicht rutschend) ist folgende:

Bei Geradeausfahrt sind die Hauptbauteile (Antriebsspinne oder Differentialstern und die beiden seitlich dazu angeordneten Kupplungsräder) über die stirnseitigen Klauen miteinander gekuppelt und können sich daher nur gemeinsam miteinander drehen. Das Differential ist gesperrt. Das Antriebsmoment wird auf beide Seitenwellen gleichmäßig verteilt.

Damit es bei Kurvenfahrt entsprechend den unterschiedlichen Wegen der Räder am Boden bzw. den unterschiedlichen Drehzahlen der Seitenwellen frei wird, entkuppelt *eines* der beiden Kupplungsräder. Dies geschieht dadurch, daß das kurvenäußere Rad, welches einen größeren Weg zurücklegt und deshalb schneller dreht als das kurveninnere, das mit einem Zahnprofil versehene zugeordnete Kupplungsrad schneller dreht als den Differentialstern (Antriebsspinne) mit dem Kupplungsrad des kurveninneren Rades. Durch diese Drehzahldifferenz schieben die angeschrägten Nocken (schiefe Ebene!) des im Differentialstern liegenden Nockenringes die entsprechend gleich gestalteten Nocken des Kupplungsrades (Abtriebsrad) vom Differentialstern weg, d. h. axial nach außen. Der Eingriff der Klauenkupplung dieser beiden Teile wird gelöst.

Um ein sicheres Entkuppeln zu ermöglichen, müssen die Schrägnocken des Nockenringes in axialer Richtung höher sein als die Klauen der Kupplungsräder.

Um die Relativdrehung gleichzeitig mit der Axialbewegung dieser Bauteile zu ermöglichen, müssen die stirnseitigen Kupplungsklauen in Umfangsrichtung schmaler sein als die Vertiefungen, in die sie eingreifen; in axialer Richtung sind sie dagegen gleich hoch (Bild 42).

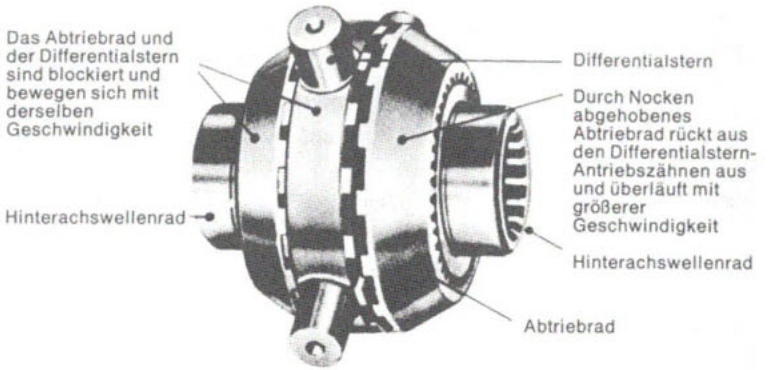


Bild 42. NoSPIN-Differential, rechte Seite entkuppelt

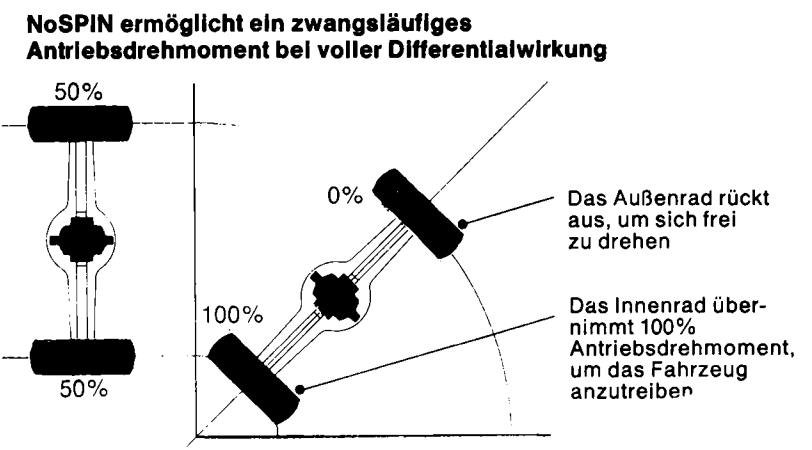


Bild 43. Verteilung der Antriebsmomente beim NoSPIN-Differential

Nach diesem Entkupplungsvorgang können sich beide Räder mit den erforderlichen ungleichen Winkelgeschwindigkeiten bewegen, wobei der Antrieb des Fahrzeugs jetzt ganz allein durch das kurveninnere Rad erfolgt (Bild 43). Ist die Kurve durchfahren, rastet die entkuppelte Seite unter dem Druck der eingebauten Schraubenfeder wieder ein. Dieser Vorgang ist in gleicher Weise bei Rechts- oder Linkskurven möglich.

Bei unterschiedlichem Kraftschlußbeiwert des rechten zum linken Rad (Eis, Schnee, Ölspur usw.) wird das Fahrzeug durch die volle Zugkraft des Reifens mit dem höheren Kraftschlußbeiwert vorwärtsbewegt. Dieser Vorgang dauert so lange, bis beide Räder die volle Zugkraft zurückgewonnen haben.

Eine wichtige Eigenschaft des NoSPIN-Differentials:
Jedes Rad kann sich gleich schnell oder schneller drehen als das Tellerrad, dagegen nie langsamer.

Es würde den Rahmen dieses Bandes übersteigen, wenn man alle auf dem Markt erschienenen Ausführungen erwähnen oder beschreiben wollte. Es sei deshalb auf die entsprechende Fachliteratur verwiesen [4, 10].

5 Hydro-Achsantriebe

Im Gegensatz zu den unter 2 genannten Beispielen von Achs-Antrieben werden vereinzelt auch Rad-Antriebe (Naben-Antriebe) benötigt. Hier hat sich der Radnabenmotor auf hydraulischer Basis durchgesetzt.

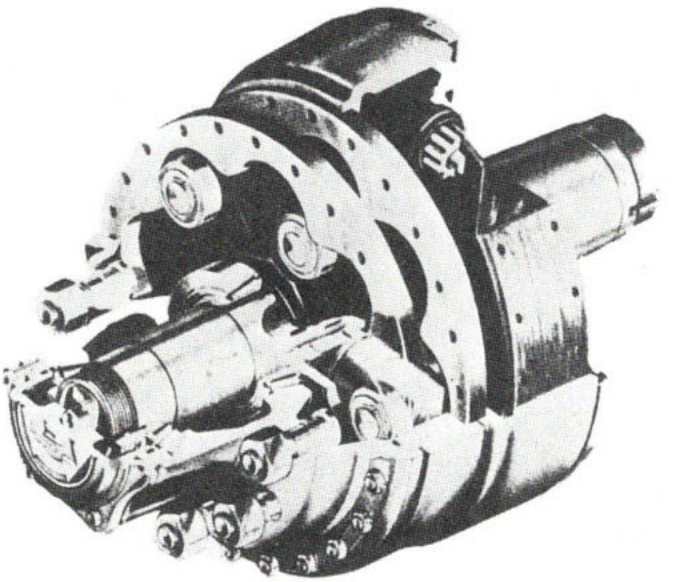


Bild 44. SISU-Hydraulikmotor

Den Aufbau des finnischen SISU-Hydraulik-Motors in der Radnabe zeigt Bild 44 [11].

Sternförmig angeordnete Kolben treiben über Druckrollen die mit der Nabe verschraubten Kurvenbahnen an. Das Drucköl für die in Zylindern auf- und abgehenden Kolben liefert eine am Verbrennungs-Motor angeflanschte Druck-Ölpumpe.

Die Drehzahlen solcher Antriebs-Systeme sind auf den unteren und mittleren Bereich begrenzt. Dieser Nachteil wird auf der anderen Seite dadurch ausgeglichen, daß beim Anfahren aus dem Stillstand sofort das größte Drehmoment zur Verfügung steht.

Es liegt auf der Hand, daß man mit Hilfe eines solchen Hydraulik-Antriebes auch zwei solcher Radnabenantriebe mit einem dazwischengeflanschten Achskörper zu einer Hydraulik-Triebachse vereinen kann (Bild 45). Der Wegfall des Differentials (mit oder ohne Sperre) bedeutet in diesem Falle einen Leistungsgewinn.

Hydraulik-Motoren anderer Konstruktionen lassen sich ebenfalls zu Einzelrad-Antriebseinheiten zusammensetzen. Beispiele zeigen die von der Firma Lohmann & Stolterfoht entwickelten Fahrtriebe [12, 13].

Bild 46 zeigt eine Ausführung mit zwei Planetenstufen, die die erforderliche hohe Gesamtübersetzung ermöglichen. Der an der Innenseite des Fahrzeugrahmens angeflanschte Öldruckmotor wird von einer zentralen Hydraulikanlage gespeist.

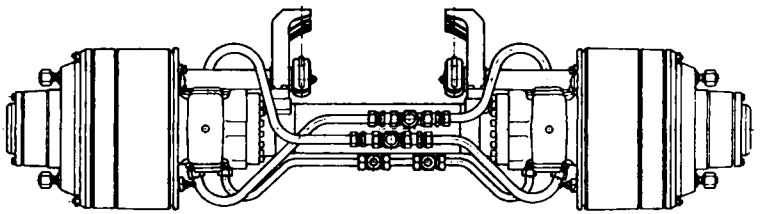
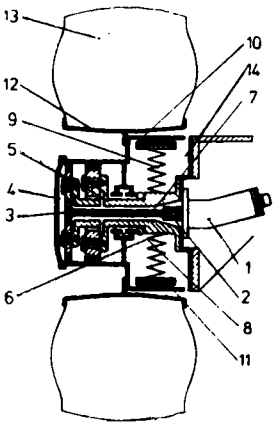


Bild 45. SISU-Hydroachse



1 Motoranschluß
2 Zahnwellenkupplung
3 Getriebewelle
4 erste Planetenstufe (Vorstufe)
5 zweite Planetenstufe
6 Radnabe mit eingeschraubten Planetenhohlrädern
7 Achsschenkel mit Planetensteg der zweiten Stufe
8 Gleitringdichtung
9 Betriebsbremse
10 Bremstrommel
11 Radlagerung
12 Felge
13 Reifen
14 Fahrzeugrahmen

Bild 46. Einzelantrieb Mobilex GFR

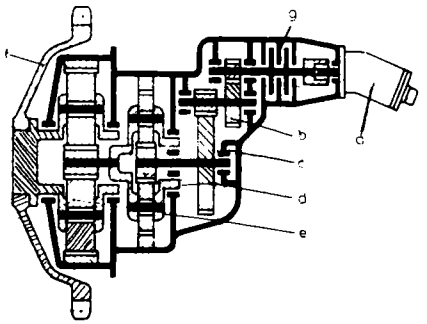


Bild 47. Fahrgetriebe mit Hydraulikmotor (L & St)

Eine noch größere Gesamtübersetzung läßt eine Konstruktion mit zwei Stirnrad- und zwei Planetenrad-Stufen zu (Bild 47). Anstelle des im Bild eingezeichneten Gleisketten-Zahnrades könnte auch hier wie bei Bild 46 ein Scheibenrad mit Felge für einen Luftreifen montiert werden.

Literatur

[1] Bussien, Automobiltechnisches Handbuch. 18. Aufl. Bd. 2., Berlin 1965.
[2] Göhring, Hopf, Strifler, Eine neue Achsbaureihe für Nutzfahrzeuge mit Planetengetrieben in den Radnaben. ATZ 75 (1973), S. 308–314.
[3] Loomann, J., Auslegung von Freiläufen. Konstruktion 21 (1969), S. 184–190.
[4] Loomann, J., Zahnradgetriebe, Konstruktionsbücher, Bd. 26, Berlin 1970.
[5] Wünsche, A., Die neue Magirus-Deutz-Nutzfahrzeugreihe. ATZ 73 (1971), S. 317–323.
[6] Dworak, H., Fortschritte im ZF-Getriebebau, Deutsche Verkehrszeitung (DVZ) Nr. 108 (1968), S. 25.
[7] Kahnt, W., Neues Flughafen-Schaumlöschfahrzeug, Wälzlagertechnik 3. S. 66–68, Berichte der Firma FAG Kugelfischer Georg Schäfer & Co, Schweinfurt 1970.
[8] Kerscher, H., Hausner, R., Spezialfahrgestelle für Flughafen-Lösch-Fahrzeuge. ATZ 75 (1973), S. 222–229.
[9] Gebauer, R., Englische Nutzfahrzeuge 1967. ATZ 69 (1967), S. 85–90.
[10] Buschmann, H., Koeßler, P., Handbuch für den Kraftfahrzeug-Ingenieur. 8. Aufl., Stuttgart 1973.
[11] Jérome, K., SISU-Lastwagen, Das Nutzfahrzeug 10 (1966), S. 724–727.
[12] Droscha, H., Radnaben-Einzelantrieb für allradangetriebene Fahrzeuge. ATZ 75 (1973), S. 347.
[13] Droscha, H., Fahr- und Schwenkgetriebe in Kompaktbauart, Technik und Forschung 22 (1970), S. 374.

2.35 Elektrische Anlage im Fahrzeug

2.351 Scheinwerfer

Albert Hammerstein

1 Scheinwerfer
11 Hauptscheinwerfer
111 Optische Systeme
112 Leuchtweiteregler
12 Nebelscheinwerfer
13 Halogenglühlampen
131 Technologische Probleme
132 Praktische Ausführung der Halogenlampen
2 Entwicklungstendenzen bei Scheinwerfersystemen
21 Polarisiertes Licht
22 Mehrstufensysteme
23 Zusatzscheinwerfer
3 Signalleuchten
31 Begrenzungsleuchten
32 Kennzeichenleuchten
33 Schlußleuchten
34 Bremsleuchten und Fahrtrichtungsanzeiger
4 Schaltgeräte und Verbindungsmittel
41 Schaltgeräte
411 Blinkgeber
412 Wischintervallschalter
42 Diagnose-Steckverbindungen

1 Scheinwerfer

11 Hauptscheinwerfer

111 Optische Systeme

Die Weiterentwicklung der Hauptscheinwerfer in den letzten Jahren war gekennzeichnet durch die Einführung von sog. Halogenglühlampen (s. 13), die nach einem besonderen physikalisch-chemischen Vorgang zwischen Leuchtkörper und Lampenkolben eine wesentliche Erhöhung der Leuchtdichte des Leuchtkörpers ermöglichen [3, 4, 5, 8, 10, 12, 13].

Der erste Schritt bei der Einführung der Halogenlampen war die Entwicklung der Eindrahtlampe H1 (DIN 72601, Blatt 9). Diese Lampenkategorie ist vor allem für die Erzeugung von Abblendlicht [8] geeignet, da sie eine Längswendel in einem Lampenkolben sehr kleinen Außendurchmessers hat. Die zur Erzeugung einer scharfen Hell-Dunkel-Grenze notwendigen Abdeckkappen (oder besser „Schatter") liegen außerhalb der eigentlichen Glühlampe und sind mit dem Spiegel des Scheinwerfers fest verbunden. Dies hat den Vorteil, daß die unvermeidbaren Toleranzen der Lage des Leuchtkörpers zur Bezugsachse der Lampe nur einen geringen Einfluß auf die Lage der Hell-Dunkel-Grenze des Lichtbündels in bezug auf die Fahrbahn oder

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

Standfläche des Fahrzeugs haben. Die Scheinwerfereinstellung sollte man dennoch auch nach dem Auswechseln einer Eindraht-Halogenlampe nachprüfen.

Da die Lampe H1 nur *einen* Leuchtkörper besitzt, muß man grundsätzlich für das Abblend- und Fernlicht getrennte optische Systeme vorsehen. Um aber auch die Möglichkeit zu haben, Fernlicht und Abblendlicht in einem gemeinsamen optischen System zu erzeugen, wurde der Tellersockel (s. 13) der H1-Lampe mit einer Schräge versehen. Dies ermöglicht, zwei H1-Lampen sehr eng aneinander in einem gemeinsamen optischen System anzuordnen. Dabei muß selbstverständlich die Parabelachse des unten liegenden Spiegelteiles, der Fernlicht erzeugt, zur Parabelachse des anderen (oben liegenden) Spiegelteiles, der für das Abblendlicht benötigt wird, entsprechend parallel versetzt sein. Zwei Ausführungsbeispiele solcher Scheinwerfer, bei denen allerdings die Schräge des Sockeltellers nicht ausgenützt wird, zeigen die Bilder 1 und 2. Diese Scheinwerferbauarten haben sich jedoch wegen des verhältnismäßig hohen Aufwandes nicht durchsetzen können.

Der nächste Schritt bei der Einführung der Halogenlampen war die Entwicklung der Lampen H2 und H3 (s. 13) [8]. Die Lampe H2 hat ähnlich wie die Lampe H1 eine Längswendel in einem engen Kolben, jedoch einen von den üblichen Konstruktionen stark abwei-

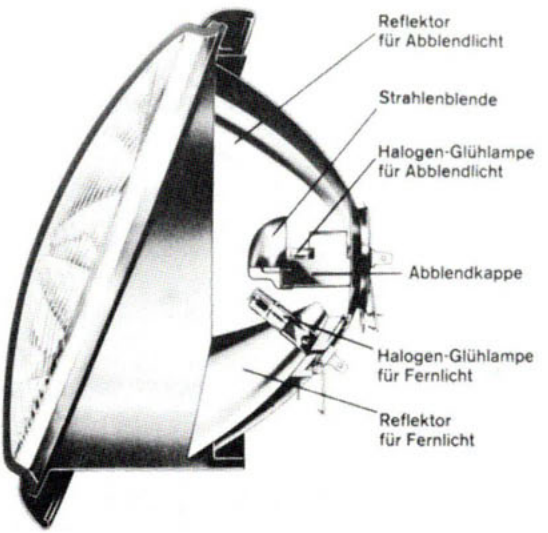


Bild 1. Scheinwerfer mit 2 Lampen H1 (schräge Streuscheibe)

chenden „Flügel"-Sockel. Dieser erfordert eine etwas komplizierte Fassung auf der Scheinwerferseite, die auch Isolierteile enthalten muß, da die beiden Flügel der H2-Lampe gleichzeitig als Stromzuführungen ausgebildet sind. Diese Isolierteile sind recht hohen Temperaturen ausgesetzt, weil sie sehr nahe an der Lampe liegen müssen. Die Lampe H2 hat bisher keine große Anwendung gefunden.

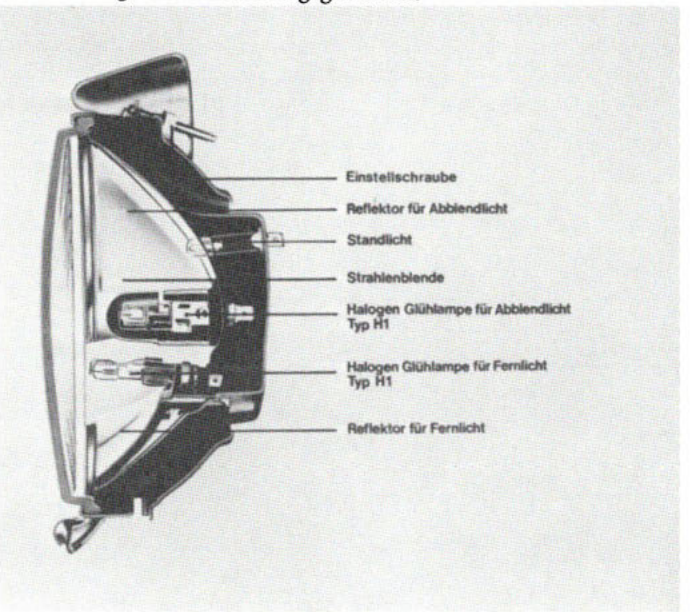


Bild 2. Scheinwerfer mit 2 Lampen H1 (senkrechte Streuscheibe)

Dagegen besitzt die Lampe H3 (DIN 72601, Blatt 12) eine Querwendel und einen Tellersockel, dessen Auflagefläche senkrecht zur Lampenachse liegt. Dies ermöglicht ein Einsetzen der Lampe in den Scheinwerfer von hinten in der üblichen Weise. Da die Lampe H3 im Gegensatz zu den Lampen H1 und H2 eine Querwendel hat, ist diese Lampe praktisch nur zur Verwendung in Scheinwerfern für Fernlicht (und für Nebelscheinwerfer) geeignet. Eine horizontal liegende Querwendel erzeugt nach den Gesetzen der geometrischen Optik ein Lichtbündel, das von vornherein in Richtung der für das Fernlicht (und für Nebelscheinwerfer) gewünschten Lichtbündelform liegt: vertikale Streuung geringer, horizontale Streuung größer.

Die ersten Halogenlampen, die für Kraftfahrzeugscheinwerfer verfügbar wurden, waren „Eindraht"-Lampen. Von Anfang an war man bemüht, auch „Zweidraht"-Lampen, die nach dem Halogenkreisprozeß (s. 13) arbeiten, zu schaffen.

Zunächst verwandte man das Halogen Jod. Dabei wußte man von vornherein, daß dieses Halogen alle Metallteile, die sich im Inneren des Lampenkolbens befinden und die beim Einschalten der Lampe „kalt" blieben, rasch zerstörte. Im Laufe der Zeit lernte man, weniger aggressive Halogene – wie Brom oder dessen Wasserstoffverbindungen – zu verwenden. Diese neue Technologie ermöglichte dann die Schaffung der Zweidrahtlampen H4 (s. 13) [10]. Diese können in der üblichen Weise in Scheinwerfern mit nur *einem* optischen System, das sowohl Abblendlicht als auch Fernlicht erzeugen kann, verwendet werden. Bild 3 zeigt ein Ausführungsbeispiel eines „H4"-Scheinwerfers.

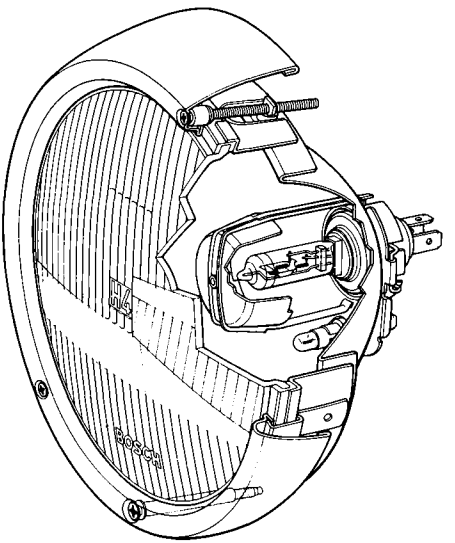


Bild 3. Scheinwerfer mit Zweidraht-Halogenlampe H4

Allen Halogenlampen gemeinsam ist die gegenüber den klassischen Glühlampen höhere Leuchtdichte des Leuchtkörpers. Sie konnte von bisher etwa 1000 cd/cm² auf etwa 2000 cd/cm² erhöht werden, wobei gleichzeitig auch die Lebensdauer erhöht wurde. Durch diese höhere Leuchtdichte würden ohne besondere Maßnahmen an den Scheinwerfern auch die Blendwerte des Lichtbündels oberhalb der Hell-Dunkel-Grenze, bei denen gewisse Höchstwerte nicht überschritten werden dürfen [8, 10], proportional ansteigen. Um die vorschriftsmäßigen Werte einzuhalten, müssen die Lampen (nur H4) vorne eine mattschwarze Abdeckung haben und die Streuscheiben in ihrer Riffelung sehr genau ausgelegt und möglichst scharf ausgepreßt sein.

Zusammenfassend ist festzustellen, daß Scheinwerfer mit Halogenlampen bei Abblendlicht unterhalb der Hell-Dunkel-Grenze wegen der höheren Leuchtdichte der Leuchtkörper höhere Lichtstärken aufweisen, wobei die Blendbeleuchtungsstärken oberhalb der Hell-Dunkel-Grenze dank der obengenannten Maßnahmen in den üblichen Grenzen bleiben. Die vorgeschriebene Neigung des Lichtbündels (Sollwert bei bestimmter Fahrzeug-Beladung 1%), die als optimal angesehen werden kann, setzt aber einer wesentlichen Vergrößerung der Sichtweite (bei gegebenem Kontrast eines Hindernisses gegenüber dem Hintergrund) feste Grenzen. Der heute erreichte Lichtstärkegradient zwischen dem HV-Punkt und dem sehr nahe gelegenen Punkt 75 R (L) am Meß-Schirm [8, 10] ist als technische Grenze für ein optisches System für Abblendlicht, bestehend aus Leuchtkörper, Abdeckkappe oder „Schatter", Parabolspiegel und Streuscheibe, anzusehen, die bei diesem System nicht mehr überschritten werden kann.

Die Entwicklung von Scheinwerfern mit Halogenlampen hat ihren Niederschlag in den Regelungen 8 und 20 der Vereinten Nationen gefunden [8, 10]. Die bisher gültigen Blendbeleuchtungsstärken wurden hierbei übernommen. Nur in der Regelung 20, die für Scheinwerfer mit H4-Lampen gilt, mußte der Grenzwert in EB 50 von bisher maximal 0,3 lux auf 0,4 lux angehoben werden, da diese Zweidrahtlampe mit der hohen Leuchtdichte ihrer Leuchtkörper weniger Freiheitsgrade als die klassischen Lampen hat.

Es soll in diesem Zusammenhang nicht verschwiegen werden, daß sich die *psychologische Blendung* [17] wegen der höheren Farbtemperatur der Halogenlampen erhöht hat. (Unter „Farbtemperatur" wird die Temperatur eines schwarzen Körpers verstanden, bei der dieser die gleiche oder hinreichend ähnliche Farbart emittiert.)

112 Leuchtweiteregler

Das Problem, die Neigung der Abblendlichtbündel im Interesse einer möglichst großen Tragweite des Lichts ohne starke Blendung des Gegenverkehrs unabhängig vom Beladungszustand möglichst konstant zu halten, hat zur Entwicklung neuer Systeme geführt.

Die schon länger bekannte, niveaugeregelte Luftfederung ist eine Lösung des Problems, wird aber wegen des verhältnismäßig hohen Aufwandes kaum allgemeine Anwendung finden.

Einfachere Lösungen verwenden Fühler für die Abtastung des Abstandes zwischen Karosserie und der Hinterradachse und Stellglieder zur Veränderung der Scheinwerferneigung in bezug auf die Karosserie.

Für eine Feststellung der echten Karosserieneigung zur Fahrbahn muß je ein Fühler an der Vorder- und Hinterachse angeordnet wer-

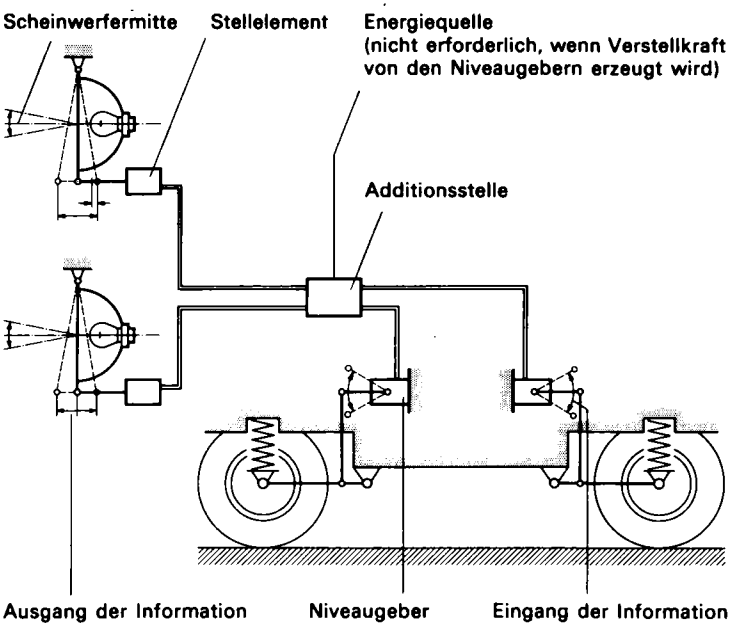


Bild 4. Blockschaltbild einer Scheinwerfer-Leuchtweiteregelanlage

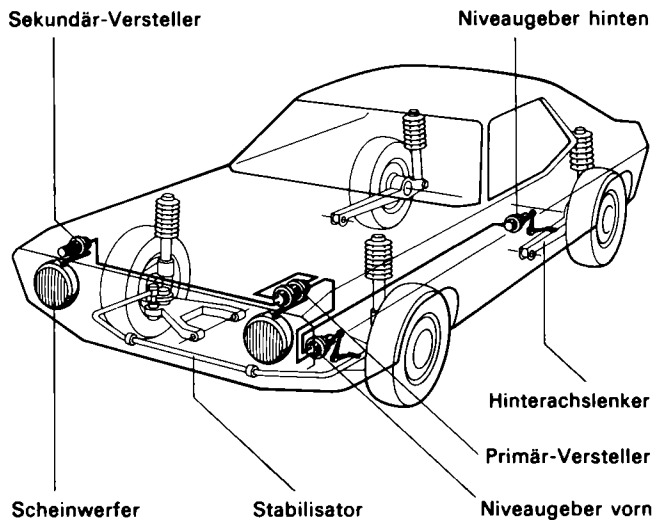


Bild 5. Anordnung der Bauelemente einer Leuchtweiteregelanlage im Fahrzeug

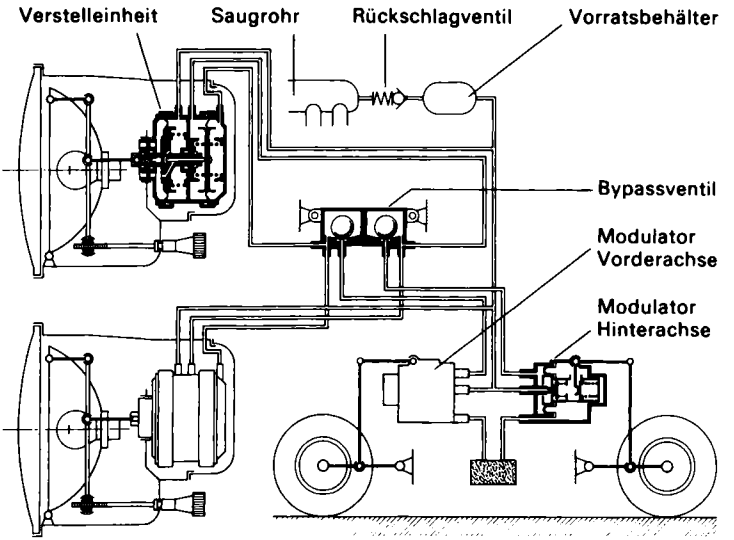


Bild 6. Leuchtweiteregelanlage mit Unterdruckversorgung

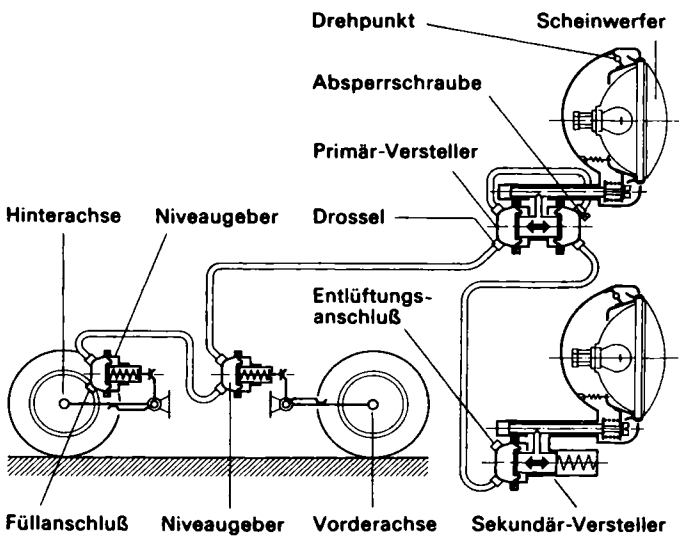


Bild 7. Leuchtweiteregelanlage mit „hydraulischem Gestänge"

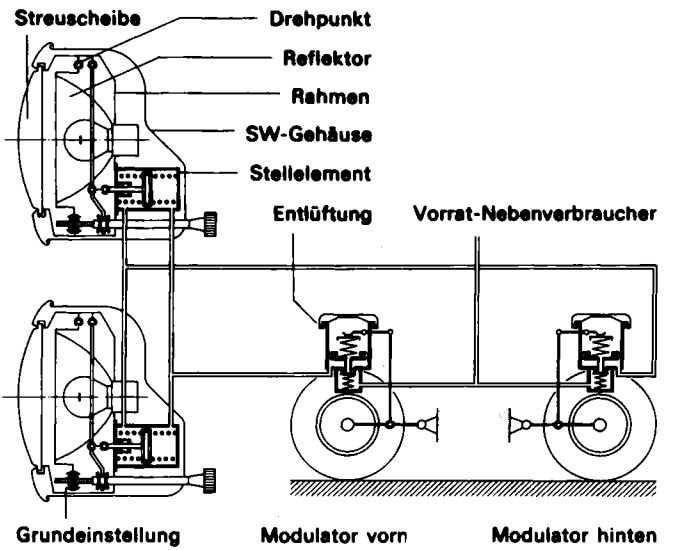
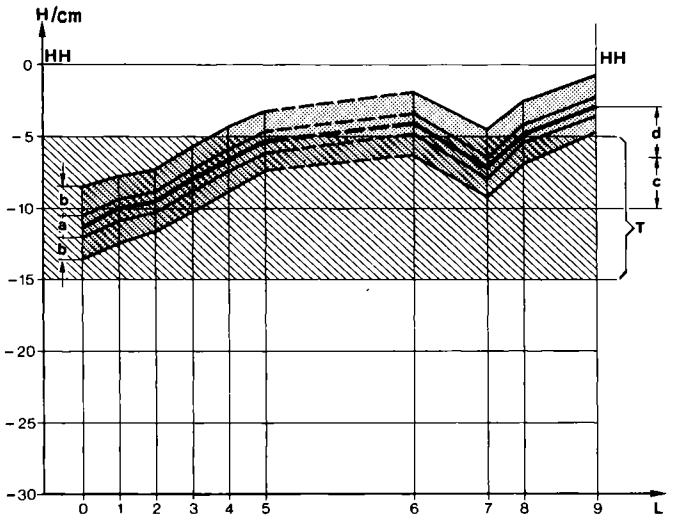
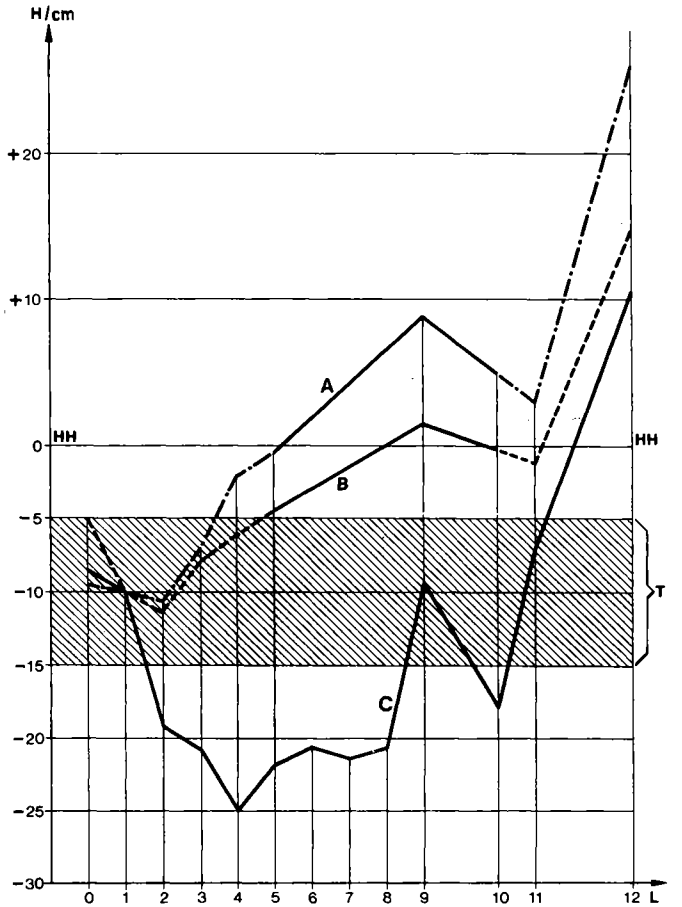


Bild 8. Leuchtweiteregelanlage mit Druckluftversorgung



H = Lage der Hell-Dunkelgrenze in cm / 10 m in bezug auf HH-HH (Horizontalebene durch Scheinwerfermitte)
T = wünschenswertes Toleranzband
a = Ungenauigkeit der Regelanlage
b = Ablese-Unsicherheit
c + d = Einfluß der Reifeneindrückung und der Übertragungskinematik
L = Belastung (0. . . 5 = Personenzahl; 6. . .9 = alle Sitze besetzt, Kofferraum unterschiedlich beladen)



H = Lage der Hell-Dunkelgrenze in cm/10 m in bezug auf HH-HH (Horizontalebene durch Scheinwerfermitte)
T = wünschenswertes Toleranzband
L = Belastung (0...8 = Personenzahl; 9...11 = alle Sitze besetzt, Kofferraum unterschiedlich beladen; 12 = 1 Person auf dem Führersitz, Kofferraum beladen bis zur zulässigen Hinterachslast)
A = Personenkraftwagen
B = Kombinationskraftwagen
C = Kleinomnibus oder Lieferwagen

Bild 10. „Lastabhängigkeit" von verschiedenen Fahrzeugen

Bild 9. Wirkung einer Leuchtweiteregelanlage

den. Die Differenz der Meßwerte vorn und hinten ist dann ein Maß für die Neigung der Karosserie zur Fahrbahn. Die Änderung der Reifeneindrückung und die zwangsläufig bedingten Fehler der Kinematik der Übertragunsglieder können nur mit zusätzlichem Aufwand (Anpassung an die verschiedenen Reifen- und Fahrzeugtypen) erfaßt werden.

Ein Prinzip-Blockschaltbild von Leuchtweite-Regelanlagen mit einem Abstandsfühler vorn und hinten zeigt Bild 4. Wie die Anordnung der einzelnen Bauelemente im Fahrzeug erfolgen kann, geht aus Bild 5 hervor.

Praktische Lösungen für hohe Genauigkeitsforderungen sind Ausführungen mit „hydraulischem Gestänge" und mit Druckluftgeräten. Auch Anlagen, die den vom Verbrennungsmotor erzeugten Unterdruck benützen, sind möglich (Bild 6). Die erst- und letztgenannte Lösung kommt für Kraftfahrzeuge ohne Druckluftversorgung, die zweite Lösung bei sowieso vorhandener Druckluftversorgung in Frage.

Bild 7 zeigt in schematischer Darstellung ein „hydraulisches Gestänge", Bild 8 eine Druckluftanlage.

Eine weitere Lösungsmöglichkeit ist die Verwendung elektronischer Mittel [22]. Auch hydropneumatische Federungssysteme mit Niveauregelung sind Lösungen [23].

Bild 9 zeigt eine graphische Darstellung über die Wirkung einer guten Leuchtweiteregelanlage; Bild 10 gibt eine Übersicht über die „Lastabhängigkeit" von drei verschiedenen Fahrzeugarten ohne Regelanlage.

12 Nebelscheinwerfer

Auch die Weiterentwicklung der Nebelscheinwerfer war durch die Einführung von Halogenlampen gekennzeichnet. Wie bei den Hauptscheinwerfern werden die Eindrahtlampen H1, H2 und H3 verwendet. Für Nebelscheinwerfer, die horizontal eine möglichst breite Lichtverteilung haben sollen, ist es zweckmäßig, den Leuchtkörper der Glühlampe horizontal und senkrecht zur Parabelachse anzuordnen (Gesetze der geometrischen Optik). Bei der H1-Lampe hat diese Forderung zu einer Einführung der Lampe von der Seite her geführt. Da diese Konstruktion etwas kompliziert ist, hat man diese bald nach Fertigentwicklung der Lampen H2 und H3 wieder aufgegeben. Da auch die Lampe H2 etwas aufwendige Fassungen im Scheinwerfer erfordert (s. auch 11 „Hauptscheinwerfer"), hat sich im allgemeinen die Lampe H3 als zweckmäßigste Lösung bei Nebelscheinwerfern durchgesetzt.

Auch bei den Nebelscheinwerfern müssen gewisse Höchstwerte für die Beleuchtungsstärken oberhalb der Hell-Dunkel-Grenze eingehalten

werden, da sie in vielen Ländern nachts bei Begegnung nicht ausgeschaltet werden müssen. Zur Einhaltung dieser Blendwerte müssen bei Verwendung von Halogenlampen in einigen Fällen innen geschwärzte Strahlenblenden in den Scheinwerfern vorgesehen werden. Die Streuscheiben müssen zur Erzeugung einer ausreichend scharfen oberen Hell-Dunkel-Grenze eine möglichst gleichmäßige „Grundglasstärke" haben. Ferner müssen die Spiegelgeometrie und die Fokussierung der Glühlampe sehr genau sein. Abdeckkappen oder „Schatter" können nicht verwendet werden, da sie den gerade bei Nebelscheinwerfern für ein breit streuendes Lichtbündel so notwendigen und bei Halogenlampen vorhandenen – hohen Lichtstrom stark verringern würden.

Die Verwendung von Halogenlampen bei Nebelscheinwerfern hat ihren Niederschlag in der Regelung 19 der Vereinten Nationen und in

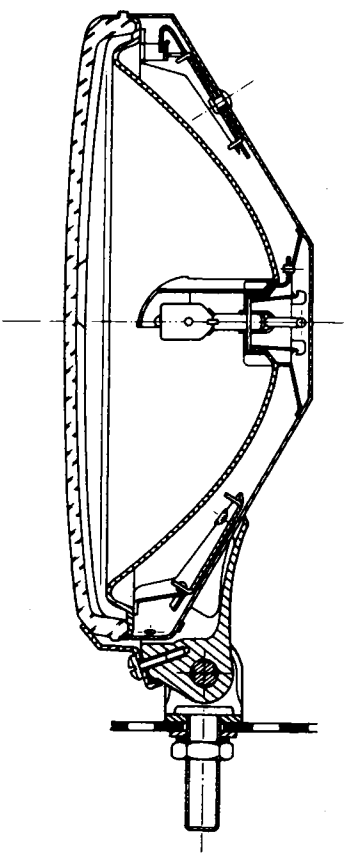


Bild 11. Nebelscheinwerfer mit Halogenlampe H3

einer Liste der international für Nebelscheinwerfer genormten Lampen gefunden [9].

Bild 11 stellt einen Schnitt durch einen Nebelscheinwerfer mit H3-Lampe dar.

13 Halogenglühlampen

131 Technologische Probleme

Die über sehr lange Zeit in Scheinwerfern ausschließlich verwendeten klassischen Glühlampen sind gekennzeichnet durch die Verwendung von Wolframleuchtkörpern, die in einem mit inertem Gas (Argon) gefüllten Glaskolben auf eine hohe Temperatur (etwa +3000° C; Schmelzpunkt von Wolfram +3660° C gebracht werden. Bei so hohen Betriebstemperaturen ist die Molekular-Bewegung der Wolframatome so stark, daß laufend W-Atome aus der Oberfläche des Leuchtkörpers austreten. Diese Atome schlagen sich im Laufe der Lebensdauer einer Glühlampe auf dem verhältnismäßig kalten Glaskolben (etwa +150° C) als schwarzer, mit bloßem Auge gut sichtbarer Belag nieder. Die austretenden W-Atome verringern gleichzeitig laufend die Stärke des verwendeten Wolframdrahtes. Ganz geringfügige Toleranzen der Drahtstärke und die kleinsten Ungleichmäßigkeiten der Wendelsteigung verursachten Temperaturunterschiede über die Wendellänge, die bei neuen Glühlampen in der Größenordnung von 100° C liegen. Der Abbau der Drahtdicke durch das Austreten von W-Atomen erfolgt naturgemäß am stärksten an den heißesten Leuchtkörperstellen, was durch die dort eintretende Querschnittsverringerung wiederum eine stärkere Aufheizung gerade dieser gleichen Stelle durch den elektrischen Strom zur Folge hat. Diese physikalischen und technologischen Gegebenheiten sind die natürliche Ursache dafür, daß jede Glühlampe eine endliche Brennlebensdauer hat. Im praktischen Betrieb kommen Schüttelbeanspruchungen dazu, die zu einer weiteren Verkürzung der Lebensdauer beitragen. Dabei ist allerdings zu beachten, daß die „Kaltsprödigkeit" – und damit die Schüttelempfindlichkeit in nicht brennendem Zustand – mit zunehmender Brenndauer infolge von Rekristallisationsvorgängen des Wolframs zunimmt. In brennendem Zustand sind Glühlampen im allgemeinen weniger schüttelempfindlich.

Bei den modernen Halogenlampen, die mit einem Argon-Krypton-Gasgemisch mit bestimmten Halogenzusätzen gefüllt sind (Gasdruck bei normaler Raumtemperatur etwa 4 bis 5 bar, in brennendem Zustand etwa 40 bar), sind die physikalisch-technologischen Verhältnisse für den Leuchtkörper grundsätzlich gleich [1, 2]. Ein wesentlicher Unterschied besteht jedoch darin, daß die aus dem Leuchtkörper aus-

tretenden Wolfram-Atome mit den in der Kolbenatmosphäre enthaltenen, bei Betriebstemperatur gasförmigen Halogenmolekülen eine chemische Verbindung eingehen, die bei Berührung mit dem heißen Wolfram des Leuchtkörpers wieder in reines Wolfram und freies Halogen zerfällt. Dieser physikalisch-chemische Kreisprozeß verläuft für das Halogen Jod, das im Anfang der Entwicklung von Halogenlampen ausschließlich verwendet wurde, wie folgt:

$$W + 2J \rightleftarrows WJ_2.$$

Bei Temperaturen von über etwa +1400° C (Temperatur des brennenden Wolframleuchtkörpers etwa +3000° C) verläuft die Reaktion von rechts nach links, bei geringeren Temperaturen bis herab zu etwa +250° C von links nach rechts. Voraussetzung für das Funktionieren des Kreisprozesses ist daher, daß der Kolben der Glühlampe im Betrieb eine Temperatur von mindestens +250° C aufweist. Um diese recht hohe Kolbentemperatur zu erreichen, muß der Abstand zwischen Kolben und Leuchtkörper verhältnismäßig klein sein. Der Kolben muß den Leuchtkörper möglichst zentralsymmetrisch umgeben (Bilder 12 bis 14).

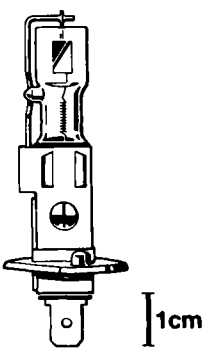


Bild 12. Halogenglühlampe H1 mit zweiseitiger Quetschung

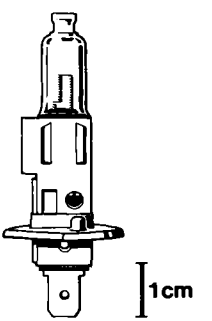


Bild 13. Halogenglühlampe H1 mit einseitiger Quetschung (nur für 12 und 24 Volt möglich)

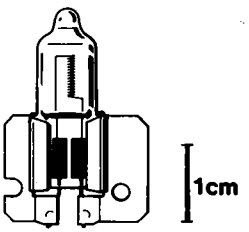


Bild 14. Halogenglühlampe H2 mit „Flügel"-Sockel

Wenn die Voraussetzungen für das Funktionieren des Kreisprozesses gegeben sind, werden im praktischen Betrieb der Lampe die aus dem heißen Leuchtkörper austretenden W-Atome laufend auf den Leuchtkörper zurücktransportiert und jeder Niederschlag von Wolfram auf dem Lampenkolben wird verhindert. Hieraus könnte man nun schließen, daß die Lebensdauer von Halogenlampen beliebig lang sein müßte. Dies ist jedoch wegen der oben erwähnten unvermeidbaren Temperaturunterschiede längs des Leuchtkörpers nicht der Fall; da die ausgedampften W-Atome statistisch gleichmäßig über die Leuchtkörperlänge verteilt zurücktransportiert werden, und nicht etwa besonders stark auf die heißesten Stellen des Leuchtkörpers, tritt im Laufe der Brennzeit dennoch ein stärkerer Abbau des Leuchtkörpers an seinen heißesten Stellen ein, so daß er an der tatsächlich heißesten Stelle nach einer endlichen Brennzeit durchbrennen muß.

Wenn man gegenüber den klassischen Glühlampen bei sonst gleichen Bedingungen trotzdem eine wesentliche Erhöhung der Lebensdauer erzielen kann, so liegt dies in erster Linie an dem hohen Innendruck von etwa 40 bar, der bei brennender Lampe auftritt. Dieser hohe Druck verringert die Wolframverdampfung in der Zeiteinheit erheblich. Ein so hoher Druck ist bei den klassischen Lampen nicht realisierbar, da deren Kolben aus Gründen der Schwärzung des Kolbens durch verdampfendes Wolfram verhältnismäßig groß gebaut werden müssen. Der Wolfram-Halogen-Kreisprozeß, der eben diese Schwärzung verhindert, ermöglichte erstmals, kleine, druckfeste Kolben zu verwenden. Im übrigen ist – wie schon oben näher ausgeführt – die Verwendung kleiner Kolben bei Halogenlampen eine Notwendigkeit, um die für den Wolfram-Halogen-Kreisprozeß erforderliche Mindesttemperatur des Kolbens zu erreichen bzw. zu überschreiten.

Durch eine entsprechende Auslegung der Leuchtkörper der Halogenlampen hat man es innerhalb gewisser Grenzen in der Hand, die Lebensdauer, die Leuchtdichte und die Lichtausbeute, die bei sonst gegebenen Verhältnissen physikalisch voneinander abhängen (s. ATH, Bd. 2, S. 595), durch Veränderung der Wendelgeometrie zu beeinflussen. Bei den Halogenlampen hat man hier gewisse Kompromisse

gewählt: die mittlere Lebensdauer bei Prüfspannung wurde etwas angehoben, die Leuchtdichte und die Lichtausbeute annähernd verdoppelt. Man hätte auch die bisher üblichen Werte für Leuchtdichte und Lichtausbeute übernehmen und dafür die Lebensdauer wesentlich erhöhen können; doch hätte man dann für die wesentlich teureren Halogenlampen keine lichttechnischen Vorteile (doppelte Leuchtdichte, großer Lichtstrom) gehabt.

Bei den oben erwähnten, verhältnismäßig hohen Kolbentemperaturen und hohen Betriebsdrücken der Halogenlampen können die Lampenkolben nicht mehr aus dem sonst üblichen Natriumweichglas hergestellt werden. Man muß Quarz oder Hartglas mit entsprechend großen Wandstärken verwenden.

Das zunächst benützte, sehr aggressive Halogen Jod, das technologisch recht schwierig zu beherrschen ist, wurde sehr bald durch das wesentlich weniger aggressive Brom oder durch Bromwasserstoff (BrH) ersetzt. Bei der letztgenannten Halogenverbindung verläuft der Halogenkreisprozeß in wesentlich komplizierterer Weise als oben beschrieben [1, 2].

Auch die Verwendung von Fluor und Fluorverbindungen wurde schon untersucht. Fluor und seine Verbindungen hätten den Vorteil, ausgedampfte Wo-Atome selektiv auf die heißeren Leuchtkörperstellen zurückzutransportieren, jedoch greift Fluor schon in kaltem Zustand sowohl Quarz als auch Hartglas an; insbesondere wird kaltes Wolfram sehr rasch zerstört.

132 Praktische Ausführung der Halogenlampen

Die Hauptabmessungen, die Sockel und die wesentlichen elektrischen und lichttechnischen Daten sind in den einschlägigen internationalen und nationalen Normen festgelegt (34 A-PRESCO-D/N-73/1, DIN 72601, Bl. 11 und 12). Diese Angaben wurden auch in die Regelungen 8, 19, 20 und 37 der Vereinten Nationen übernommen [8, 9, 10, 36].

Die Bilder 12 bis 17 zeigen die Lampen H1, H2, H3 und H4. Die Lampe H1 wird für 12 und 24 Volt auch mit einseitiger Quetschung und innenliegender Elektrodenrückführung hergestellt (Bild 13). Diese Ausführung wurde erst mit der Verwendung des für kalte Metallteile weniger aggressiven Bromwasserstoffs möglich. Bei 6 Volt sind die Stromstärken für die doppelte Durchführung durch einen Quetschfuß zu hoch. Daher muß man hier bei der außenliegenden Elektrode bleiben.

Die Lampen H1, H2, H3 und H4 erhielten neue Sockel (IEC-Publikation 61, DIN 49738, 49742), die weder untereinander noch mit den

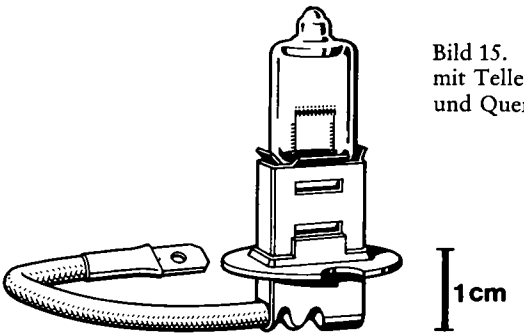


Bild 15. Halogenglühlampe H 3
mit Tellersockel
und Querwendel

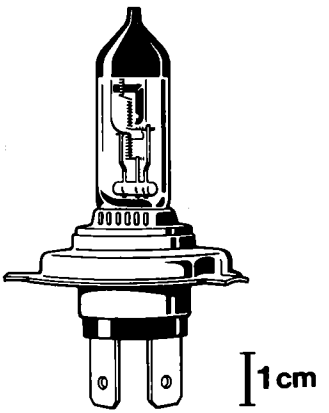


Bild 16. Halogen-Zweidrahtlampe H4
mit Tellersockel

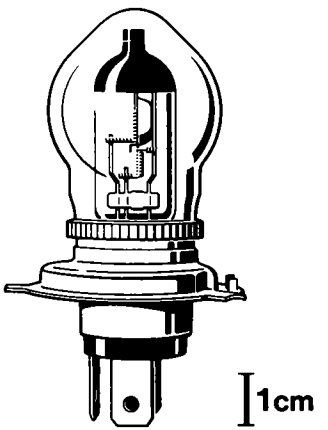


Bild 17. Halogen-Zweidrahtlampe H4
mit Tellersockel
und selektiv-gelbem Überfangkolben

Sockeln der schon vorhandenen Lampen mechanisch austauschbar sind. Darüber hinaus muß die zusätzliche Forderung erfüllt werden, daß Lampen mit neuen Sockeln nicht in ältere Scheinwerfer, für die sie nicht bestimmt sind, eingesetzt und befestigt werden können. Diese beiden Forderungen zusammen sollen sicherstellen, daß in der Praxis nicht Glühlampen in Scheinwerfern verwendet werden, für die sie nicht vorgesehen, d. h. lichttechnisch nicht geeignet sind.

2 Entwicklungstendenzen bei Scheinwerfersystemen

21 Polarisiertes Licht

Die Einführung der Halogenlampen (s. 13) mit ihrem hohen Lichtstrom und insbesondere mit der hohen Leuchtdichte ihrer Leuchtkörper hat dem Problem der Anwendung von polarisiertem Licht für Kraftfahrzeug-Scheinwerfer neue Impulse gegeben. Neuere praktische Fahrversuche haben gezeigt, daß die Frage der Reflexion von polarisiertem Licht an nassen glänzenden Flächen (Kontrast-Umkehr) nicht so kritisch ist, wie man eine Zeitlang glaubte. Auch die Frage der Einführbarkeit [32] kann positiver als früher beurteilt werden, wenn man davon ausgeht, daß bei einem „echten" Vierscheinwerfer-System (1 Paar Scheinwerfer nur für Fernlicht, 1 zweites Paar nur für Abblendlicht) nur die Scheinwerfer für Fernlicht polarisiertes Licht ausstrahlen brauchen. Selbstverständlich kann man auch (z. B. bei einem optischen System mit Zweidrahtlampe) sowohl das Fernlicht, als auch das Abblendlicht polarisieren. Innerhalb geschlossener Ortschaften wird man nämlich kaum auf ein Abblendlicht der heutigen Art, das polarisiert oder nicht polarisiert sein kann, verzichten können, das auch bei noch so guter Straßenbeleuchtung einen möglichst hohen Auffälligkeitsgrad haben muß, ohne andere Verkehrsteilnehmer zu blenden. Polarisiertes Fernlicht würde aber „ungeschützte" Verkehrsteilnehmer – und mit solchen ist innerhalb geschlossener Ortschaften immer zu rechnen – trotz der Polarisierung stark blenden.

Neue Forschungsarbeiten der Industrie [18, 19, 20, 21, 32] haben gezeigt, daß man ein an sich längst bekanntes Prinzip der Erzeugung von polarisiertem Licht in Verbindung mit Halogen-Glühlampen bei vernünftigem Aufwand für Kraftfahrzeugscheinwerfer praktisch anwenden kann.

Es handelt sich darum, daß man einen Lichtstrahl, der an einer Glasplatte gespiegelt wird, theoretisch verlustfrei polarisieren kann, wenn er unter einem ganz bestimmten Einfallswinkel (Brewster-Winkel) auf die Glasplatte auftrifft. Bei diesem Winkel, der allerdings sehr genau eingehalten werden muß, wird sowohl der reflektierte als auch der durchtretende Teilstrahl vollständig polarisiert. Zur Erzie-

lung eines möglichst hohen praktischen Wirkungsgrades wird der reflektierte Teilstrahl wieder in die „Nutzrichtung" umgelenkt.

Ein Nachteil bei diesem Prinzip ist, daß die Polarisationsebenen der beiden Teilstrahlen um 90° versetzt sind. Da bei linearpolarisiertem Licht von Kraftfahrzeugscheinwerfern die Schwingungsebene unter 45° zur Fahrbahn liegen muß – damit vom eigenen Analysator das von den eigenen Scheinwerfern ausgestrahlte und reflektierte Licht möglichst voll durchgelassen und direktes Scheinwerferlicht des begegnenden Fahrzeuges möglichst voll gelöscht wird –, muß man die Polarisationsebenen beider Teillichtstrahlen um je 45° im Uhrzeigersinn bzw. entgegen dem Uhrzeigersinn drehen. Dies kann annähernd verlustfrei mit sog. λ/2-Folien geschehen [32].

Man kann bei dem neuen System auch zirkular-polarisiertes Licht anwenden. Das nach dem beschriebenen Verfahren erzeugte linearpolarisierte Licht wird dann durch Vorsetzen von λ/4-Folien verlustarm in zirkular-polarisiertes Licht umgewandelt. Zu beachten ist bei dieser Polarisationsart, daß man dabei keine so hohen Extinktionsgrade erreichen kann wie bei linear-polarisiertem Licht. Dies hat seinen Grund darin, daß der Analysator für zirkular-polarisiertes Licht nur Licht mit einer ganz bestimmten Wellenlänge (monochromatisches Licht) ganz auslöschen kann. Das von Scheinwerfern ausgestrahlte Licht ist aber heterochrom. Zirkular-polarisiertes Licht ist unempfindlich gegen Änderungen des Verdrehungswinkels zwischen Polarisator und Analysator. Bei linear-polarisiertem Licht besteht dagegen eine starke Abhängigkeit des Extinktionsgrades vom Verdrehungswinkel [18]. Ob linear-polarisiertes oder zirkular-polarisiertes Licht sich in der Praxis einführen wird, ist noch offen. Darüber hinaus sind noch weitere Probleme, die aber beherrschbar sind, zu lösen. Zum Beispiel hat Sicherheitshartglas gegenüber Schichtglas die unangenehme Eigenschaft, daß die Felder seiner inneren Spannungen bei Durchtritt von polarisiertem Licht (Analysator zwischen Auge und Windschutzscheibe) so stark sichtbar werden, daß ein sicheres Fahren bei Nacht nicht mehr möglich wäre. Ferner müßten die Rückspiegel so geändert werden, daß Blendung durch polarisiertes Fernlicht von hinten weitgehend ausgeschlossen wird. Neue Glühlampen mit höherer Leistungsaufnahme (Wärmeprobleme!) müßten geschaffen und größere Lichtmaschinen eingebaut werden. Alle diese noch offenen Probleme können nur in gemeinsamer, internationaler Zusammenarbeit gelöst werden.

22 Mehrstufensysteme

Sowohl in Europa [14] als auch in den USA [15, 16] sind Bestrebungen im Gange, insbesondere für Autobahnen mit Mittelstreifen, ein Abblendlicht mit wesentlich größerer Reichweite zu schaffen.

So schlägt Wichert [14], ein 4-Scheinwerfer-System vor, mit dem wahlweise ein „Stadtlicht" mit symmetrischer Lichtverteilung, ein „Landstraßenabblendlicht" nach den ECE-Regelungen 1, 8 oder 20, ein verstärktes, ebenfalls asymmetrisches „Autobahnabblendlicht" und ein Fernlicht der üblichen Art ausgestrahlt werden können.

In den USA überlegt man sich ähnliche Systeme [16], bei denen bei normalem Abblendlicht wie bisher nur zwei Scheinwerfer mit der bekannten anglo-amerikanischen Lichtverteilung brennen. Auf Autobahnen und ähnlichen Straßen kann ein dritter Scheinwerfer („middle beam") zugeschaltet werden. Bei Fernlicht wird noch ein weiterer Scheinwerfer, der nur für Fernlicht ausgelegt ist, zusätzlich eingeschaltet. Die einzelnen Sealed Beam-Einheiten dieser Systeme können rechteckig oder rund sein; sie haben gegenüber den üblichen Sealed Beam-Einsätzen erhöhte Leistungsaufnahmen.

Bei allen diesen Systemen bleiben zwei Grundprobleme ungelöst:

a) Je größer die eigene Sichtweite bei sonst gegebenen Verhältnissen sein soll, desto höher müssen die Beleuchtungsstärken in großen Entfernungen auf der Fahrbahn sein; dies führt zwangsläufig zu wesentlich höheren Blendbeleuchtungsstärken, die je nach den Begegnungsbedingungen (Mittelstreifen bewachsen oder unbewachsen, Breite desselben, seitlicher Abstand der begegnenden Fahrzeuge in Kurven oder bei geraden Streckenabschnitten, Baustellen auf Autobahnen, nasse oder trockene, helle oder dunkle Fahrbahn) zu einer starken physiologischen Blendung führen können, d. h. das Erkennungsvermögen des menschlichen Auges von Kontrasten (Hindernisse auf der Fahrbahn, Kurvenverlauf) kann entscheidend verringert werden.
b) Die in einer bestimmten Situation noch zulässige Lichtart unter drei oder gar vier verschiedenen Lichtarten im richtigen Zeitpunkt zu wählen, bleibt für die große Masse der Fahrzeugführer ein Problem, dem auch mit automatischen Mitteln der modernen Elektronik und hohem Aufwand kaum beizukommen ist. Die Fahrzeugführer sind überfordert.

23 Zusatzscheinwerfer

In Deutschland und in Großbritannien [28] wurden Entwicklungen betrieben, bei denen das Lichtbündel eines (oder zweier) Zusatzscheinwerfer als stark gebündeltes Projektionslichtbündel ausgebildet ist. Dieses Lichtbündel, das bei direktem Treffen auf das Auge eines Begegners physiologisch sehr stark blenden würde, wird in seiner Richtung durch elektromotorische oder elektromagnetische Stellelemente über einen lichtempfindlichen Empfänger mit Verstärker automatisch so nach rechts (bei Rechtsverkehr) ausgelenkt, daß der helle Kern des Lichtbündels unmittelbar rechts vom begegnenden Fahrzeug

liegt. Das Lichtbündel ist nach links so scharf begrenzt, daß das Auge des Begegners nur von geringen Lichstärken getroffen wird. Wegen der starken Bündelung des Lichtes, können solche Scheinwerfer nur zusammen mit dem normalen Abblendlicht benützt werden. Andernfalls würde man den „Kontakt mit der Straße" verlieren, für den eine möglichst große Seitenstreuung des Lichtbündels erforderlich ist.

Damit das automatische Steuersystem einwandfrei funktioniert und zwei gleich ausgerüstete Begegner ihre Zusatzscheinwerfer nicht gegenseitig beeinflussen (während der Begegnung dauerndes Hin- und Herschwenken) darf der lichtempfindliche Empfänger nur auf rotes Licht, das im normalen Abblendlicht in ausreichender Intensität enthalten ist, ansprechen. Der im Zusatzscheinwerfer enthaltene Rot-Anteil muß herausgefiltert werden.

Bei den in Deutschland betriebenen Entwicklungen hat der Zusatzscheinwerfer eine Lamellenoptik. Er wird als ganzes elektromotorisch ausgeschwenkt. In Großbritannien hat man sich mit einer Projektionsoptik mit einseitig elektromagnetisch bewegbarem „Schatter" mit vertikalem Rand befaßt [28].

3 Signalleuchten

31 Begrenzungsleuchten

Zu den vorderen Begrenzungsleuchten und den Schlußleuchten sind noch „Umrißleuchten" und „Spurhalteleuchten" hinzugekommen.

Umrißleuchten sollen an der breitesten Stelle von verhältnismäßig breiten Fahrzeugen – und hier möglichst hoch – angebracht werden. Sie sollen weißes Licht nach vorne und rotes Licht nach hinten ausstrahlen. Sie können als kombinierte Leuchten oder in aufgelöster Bauweise ausgeführt sein. Die lichttechnischen Anforderungen entsprechen denen der vorderen Begrenzungs- und der Schlußleuchten.

Spurhalteleuchten sind Leuchten, die an Anhängern möglichst weit hinten angebracht werden. Sie dürfen nur weißes Licht nach vorne ausstrahlen. Die lichttechnischen Anforderungen entsprechen denen der Parkleuchten. Spurhalteleuchten haben den Zweck, den Fahrzeugführern von Zügen und Sattelkraftfahrzeugen bei Nacht in engen Kurven (Ortsdurchfahrten) ein zusätzliches Lichtsignal darüber zu geben, welchen Weg der Anhänger nimmt.

32 Kennzeichenleuchten

Hier wäre darauf hinzuweisen, daß in vielen Ländern die Verwendung von retro-reflektierenden Kennzeichenschildern (DIN 74069) zulässig ist. Die Symbole sollen nicht-retro-reflektierend und schwarz

oder in dunkler Farbe auf weißem, gelbem oder grünem Grund sein. Die Lesbarkeit der Kennzeichen wird entsprechend den Gesetzen der Retro-Reflexion nur dann verbessert, wenn solche Kennzeichenschilder von einer fremden Lichtquelle angestrahlt werden, wobei das Auge des Beobachters sich in der Nähe (kleiner Beobachtungswinkel) dieser Lichtquelle befinden muß. Unter anderen Anleuchtungsbebedingungen (Tageslicht, Straßenbeleuchtung, eigene Kennzeichenbeleuchtung) könnte die Lesbarkeit ohne retro-reflektierende Mittel dadurch verbessert werden, daß man (matt-)schwarze Symbole auf weißem Grund, jedoch vertieft, oder weiße Symbole auf (matt-)schwarzem Grund, jedoch erhaben, wählen würde. Solche Anordnungen gewährleisten den größtmöglichen Kontrast zwischen den Symbolen und dem Grund; sie vermeiden ferner die Bildung störender Schatten (diese fallen stets auf schwarzen Grund) der vertieften oder erhabenen Symbole, die zu Irrtümern bei der Ablesung der Kennzeichnung ohne fremde Lichtquellen führen können und schon geführt haben.

Retro-reflektierende Kennzeichen haben unter gewissen Voraussetzungen eine zusätzliche Signalwirkung. An der Vorderseite von Kraftfahrzeugen ist dies nur bei stehenden Fahrzeugen der Fall, wenn die Scheinwerfer für Abblendlicht nicht eingeschaltet sind. Brennen diese, so wird die Retro-Reflexion der vorderen Kennzeichenschilder durch das Abblendlicht überstrahlt. Hintere Kennzeichenschilder geben, wenn sie retro-reflektierend ausgeführt sind, nur dann ein zusätzliches Signal von einigem Auffälligkeitswert, wenn sie mit Fernlicht angestrahlt werden. Dann leuchten auch die Rückstrahler und andere Fahrzeugteile auffällig auf, wenn schon beide Schlußleuchten je ganz ausgefallen sein sollten. Im übrigen ist man verpflichtet, schon auf eine gewisse Entfernung (etwa 250 m) hinter einem anderen Fahrzeug auf Abblendlicht umzuschalten. Auf solche Entfernungen ist aber im Streulicht des Abblendlichtes die zusätzliche Signalwirkung eines retro-reflektierenden Kennzeichenschildes verhältnismäßig gering. Dies alles gilt nur für nicht verschmutzte Kennzeichenschilder. Eine geringe Verschmutzung retro-reflektierender Oberflächen macht ihre lichttechnische Wirkung fast ganz zunichte.

Insgesamt gesehen sind weder entscheidende Vorteile, noch entscheidende Nachteile vorhanden. Gegen eine Zulässigkeit ist daher nichts einzuwenden. Eine Vorschrift als Pflichtausrüstung wäre jedoch nicht zu befürworten.

33 Schlußleuchten

Zu den normalen roten Schlußleuchten, die in der Regelung 7 [7] der Vereinten Nationen erfaßt und in allen Ländern Pflichtausrüstung sind, finden Nebelschlußleuchten [11] insbesondere in Ländern mit häufiger

auftretendem Nebel eine laufend zunehmende Verbreitung. Die Verwendung ist zulässig in A, D, B, F, DK, SF, GB, I, NL, ausdrücklich verboten in CH, S, E.

Die Lichtstärke ist gegenüber den normalen Schlußleuchten etwa um den Faktor 100 erhöht worden. Dieser Faktor erhöht die Tragweite des Lichtsignals bei Nebel auf etwa das doppelte. Dieser Gewinn an Tragweite scheint gering zu sein, kann aber zur Verringerung der Zahl und Schwere der bei Nebel so gefürchteten Auffahrunfälle entscheidend sein. Voraussetzung hierbei wäre eine Pflichtausrüstung *aller* Fahrzeuge. Bei der Europäischen Gemeinschaft bestehen entsprechende Bestrebungen, ein oder zwei Nebelschlußleuchten als Pflichtausrüstung vorzusehen. In der BRD ist z. Zt. nur 1 Nebelschlußleuchte zulässig, die höchstens 1000 mm über der Fahrbahn, in der Fahrzeuglängsmittelebene oder links davon und mindestens 100 mm von der Bremsleuchte entfernt (Rand zu Rand, gemessen in kürzester, auf eine „Querebene" projizierter Entfernung) angebaut sein muß. Benützung bei Tag und bei Nacht nur bei „dichtem" Nebel außerhalb geschlossener Ortschaften, wenn die Sichtweite weniger als 50 m beträgt.

Die Begrenzung der Anzahl auf 1 Stück ist durch die Befürchtung bedingt, daß eine versehentliche Benützung bei weniger dichtem Nebel (die Nebeldichte schwankt häufig über recht kurze Strecken sehr stark) eine erhebliche Blendung der Führer nachfolgender Fahrzeuge verursachen könnte. Bei zwei Nebelschlußleuchten an einem Fahrzeug wäre diese Blendung verdoppelt. Diesen Befürchtungen kann man entgegenhalten, daß man bei Nebel einen größeren Sicherheitsabstand als normal (Abstand in m ≧ Geschwindigkeit in m/s multipliziert mit 1 s Reaktionszeit) einhalten muß. Bei Nebel soll man nämlich wegen der Gefahr plötzlich auftauchender, stehender Hindernisse unbedingt nach dem Grundsatz fahren: Sichtweite ≧ Anhalteweg.

(Faustformel: Anhalteweg in $m \triangleq \left(\frac{V}{10}\right)^2 + 3 \cdot \frac{V}{10}$; dabei ist V in km/h einzusetzen) [26].

Wenn man diese Sicherheitsforderung beachtet und wenn man darüber hinaus bei dichterem Nebel jeden Überholversuch unterläßt, so ergeben sich Fahrzeugabstände und Lichtabsorptionen, bei denen weder mit einer noch mit zwei Nebelschlußleuchten eine physiologische Blendung eintritt.

Man kann insgesamt feststellen, daß Nebelschlußleuchten ein Lichtsignal geben, dessen Bedeutung: „Nicht überholen, größeren Sicherheitsabstand einhalten!" sinnfällig ist.

Auch beim Versuch, eine Nutzen/Kosten-Analyse zu erstellen, schneidet die Nebelschlußleuchte recht günstig ab. Nach einer englischen Studie (W/TRANS/WP 29/533) müßte sichergestellt sein, daß die Anzahl der Unfälle bei Nebel durch das Vorhandensein einer Nebelschlußleuchte an jedem Fahrzeug insgesamt um mindestens 44 %

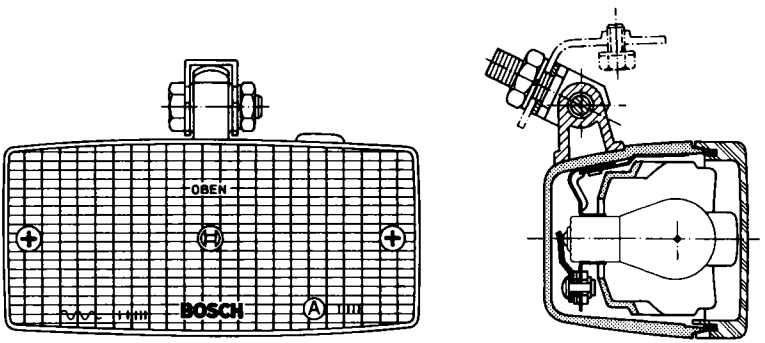


Bild 18. Nebelschlußleuchte

verringert werden, wenn sich die obligatorische Einführung von Nebelschlußleuchten über 10 Jahre hinweg „rentieren" soll. Es besteht eine gewisse Wahrscheinlichkeit dafür, daß die errechnete Mindestzahl der Unfallverringerungen in der Praxis erreicht wird. Dies kann man nur abschätzen, statistisch jedoch nicht nachweisen.

Ein Ausführungsbeispiel einer Nebelschlußleuchte zeigt Bild 18.

Da das Licht der Nebelschlußleuchten verhältnismäßig stark gebündelt ist, muß der Anbau dieser Leuchten am Fahrzeug zur Sicherstellung ihrer Wirksamkeit sehr sorgfältig erfolgen. Ihre (vom Hersteller angegebene) Bezugsachse muß möglichst genau parallel zur Fahrbahn und parallel zur Fahrzeuglängsmittelebene liegen.

34 Bremsleuchten und Fahrtrichtungsanzeiger

Im Jahre 1967 wurden die ECE-Regelungen 6 (Fahrtrichtungsanzeiger) und 7 (Begrenzungsleuchten, Schlußleuchten, Bremsleuchten) verabschiedet [6, 7]. Sowohl bei den hinteren Fahrtrichtungsanzeigern als auch bei den Bremsleuchten sind in diesen Regelungen sog. „Zweipegel-Systeme" [24, 25] vorgesehen, d. h.: diese Leuchten dürfen so gebaut sein, daß bei Tag höhere und bei Nacht geringere Lichtstärken abgestrahlt werden können.

Das Problem der Zweipegel-Systeme kann im Grundsatz wie folgt gelöst werden:

a) Herabsetzung der Klemmenspannung durch Vorwiderstände oder elektronische Mittel,
b) Anordnung von zwei Glühlampen mit unterschiedlichem Lichtstrom und unterschiedlicher Fokussierung im gleichen optischen System,
c) Getrennte optische Systeme für den Betrieb bei Tag bzw. bei Nacht.

Die Lösung c) ist technisch die beste, jedoch verhältnismäßig aufwendig. Bei der Lösung b) liegt die Schwierigkeit in der Auslegung des optischen Systems, da für beide Lichtstärkepegel eine bestimmte räumliche Lichtverteilung vorgeschrieben ist und außerdem bestimmte, größtzulässige Werte nicht überschritten werden dürfen. Die Lösung a) mit Vorwiderständen ist am naheliegendsten, da man die Leuchten optisch dabei nur auf den höheren Tagpegel auszulegen braucht. Die richtigen Lichtstärken des Nachtpegels ergeben sich dann automatisch durch Vorschalten geeigneter Widerstände oder durch Spannungsabsenkung durch elektronische Mittel (aufwendiger als Widerstände). Die Verwendung von Widerständen – auch wenn man eng tolerierte ($\pm$ 1%) Einheitswiderstände (1,6 Ω bei 6 V, 3,3 Ω bei 12 V, 11,5 Ω bei 24 V) in Verbindung mit den international für Blink- und Bremsleuchten allein zulässigen Glühlampen P25 oder P25–1 verwendet – hat den Nachteil, daß die Lichtstärken des Nachtpegels zusätzlich zu den sonstigen Streuungen, die durch Toleranzen von Leuchtkörperlage, Lichtstrom, Klemmenspannung hervorgerufen werden, bei Glühlampenwechsel um bis zu $\pm$ 20% schwanken können, da für die Leistungsaufnahme der Serienlampen eine Toleranz von $\pm$ 10% zulässig ist.

Im übrigen ist für alle Zweipegelsysteme im Interesse höherer Verkehrssicherheit folgendes zu fordern:

a) Automatische Umschaltung auf den Tag- bzw. Nachtpegel ohne besonderen Eingriff des Fahrzeugführers,
b) Automatische Umschaltung auf den höheren Tagpegel bei Nebel, sowohl bei Tag- als auch bei Nachtfahrt,
c) Automatische Umschaltung auf den höheren Tagpegel, wenn „Warnblinken" eingeschaltet wird,
d) Die vorgeschriebene Funktionskontrolle der Blinkleuchten muß sowohl beim Tagpegel als auch beim Nachtpegel gewährleistet sein.

Ein Schaltbild für eine Widerstandslösung, bei der die vorstehend genannten Gesichtspunkte berücksichtigt sind, zeigt Bild 19. Die Schaltung ist so vorgenommen, daß der Nachtpegel automatisch vorhanden ist, wenn die Schlußleuchten (und die damit zusammengeschalteten lichttechnischen Einrichtungen) eingeschaltet werden. Bei der dargestellten Schaltung ist unterstellt, daß das betreffende Fahrzeug mit Nebelscheinwerfern ausgerüstet ist. Bei deren Einschaltung, sowie beim Warnblinken, ist automatisch der höhere Tagpegel vorhanden. Ist ein Fahrzeug nicht mit Nebelscheinwerfern, die in allen Ländern nur zulässig, jedoch nicht vorgeschrieben sind, ausgerüstet, so dient der für die Nebelscheinwerfer vorgesehene Schalter nur noch als „Nebelschalter". Dabei bleibt es problematisch, ob der Fahrzeugführer bei Nebel daran denkt, durch Betätigung dieses Schalters für den höheren Lichtstärkepegel zu sorgen.

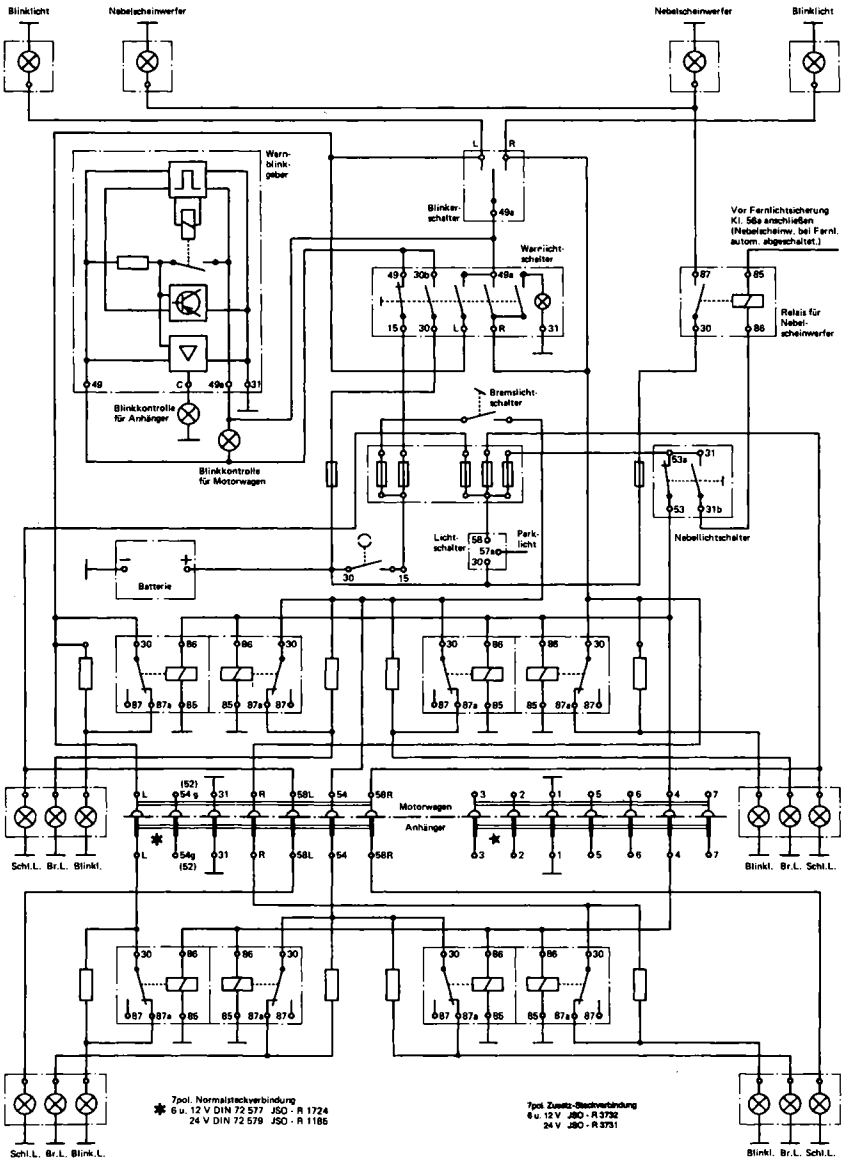


Bild 19. Schaltbild für Fahrtrichtungsanzeiger und Bremsleuchten für zwei Lichtstärkepegel (Tag/Nacht-Schaltung; Lösung mit Vorwiderständen)

Um an den Blinkleuchten und an den Bremsleuchten eines Anhängers die gleichen Funktionen wie am Zugfahrzeug sicherzustellen, benötigt man eine besondere Steuerleitung zum Anhänger, die in einer Zusatz-Steckverbindung untergebracht werden muß, wie es auch in Bild 19 dargestellt ist.

4 Schaltgeräte und Verbindungsmittel

41 Schaltgeräte

Im Kraftfahrzeugbau setzen sich elektronische Geräte wegen ihrer Vorteile und Anpassungsfähigkeit an die verschiedensten Aufgaben immer mehr durch. Bei den elektrischen Schaltgeräten sind in diesem Zusammenhang insbesondere Blinkgeber und Wischinterwallschalter zu erwähnen.

411 Blinkgeber

Die früher ausschließlich verwendeten thermischen Blinkgeber werden zunehmend durch elektronische Blinkgeber [22, 31] verdrängt. Dies gilt sowohl für Fahrtrichtungsblinkgeber als auch für Warnblinkgeber und für kombinierte Geräte.

Elektronische Blinkgeber enthalten im allgemeinen eine astabile Kippstufe mit einem Lastrelais, sowie eine Kontrollstufe zur Überwachung der Blinklampen. Bei den vorzugsweise für PKW verwendeten Blinkgebern erhöht sich bei Ausfall einer Glühlampe die Blinkfrequenz der Blinkleuchten und der Kontrolleuchte auf etwa das doppelte der normal vorhandenen Frequenz. Bei den vorzugsweise für Lkw benutzten Blinkgebern, kommt die Kontrolleuchte in diesem Fall ganz zum Erlöschen. Die Steuerung der Kontrolle erfolgt bei beiden Systemen durch Abtastung des Spannungsabfalls an einem Meßwiderstand, der vom vollen Blinkleuchtenstrom durchflossen wird. Selbstverständlich können beide Systeme sowohl für Pkw als auch für Lkw oder Omnibusse verwendet werden. Sie sind auch in gleicher Weise für Betrieb mit oder ohne Anhänger geeignet. Auch bei den Blinkgebern setzt sich die Tendenz durch, die einzelnen Bauelemente der Elektronik weitgehend zu integrierten Schaltkreisen (IC) zusammenzufassen und zu einer Hybridbauweise überzugehen [30]. Dies führt zu noch kleineren äußeren Abmessungen.

In den USA kann neuerdings auch das Lastrelais durch einen Leistungstransistor ersetzt werden, da man dort jetzt Spannungsabfälle bis zu 0,8 Volt im Blinkgeber zuläßt [39 FR (Federal Register) 15130 vom 1. 5. 74].

412 Wischintervallschalter

Bei leichtem Regen, Schneefall oder Nebel laufen die Scheibenwischer bei normaler Einschaltung praktisch trocken. Dies kann zum Rattern und zu rascher Abnützung der scharfen Wischblattkanten führen. Wenn letztere nicht mehr scharf genug sind, wird die Windschutzscheibe nicht mehr sauber gewischt und es entsteht im Blickfeld des Fahrzeugführers der insbesondere bei Nacht so gefürchtete Feuchtigkeitsschleier.

Um diese Nachteile zu vermeiden, sollte der Wischer nur über jeweils 1 Periode mit mehr oder weniger großen Zwischenpausen betätigt werden. Diese Aufgabe nimmt der Wischintervallschalter dem Fahrzeugführer ab. Er kann durch Drehen des Betätigungsknopfes feinstufig auf 2 bis 20 Impulse je Minute eingestellt werden.

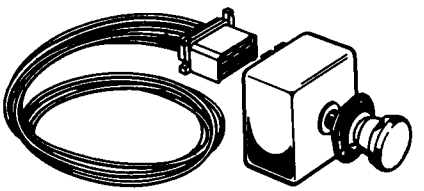


Bild 20. Wischintervallschalter mit Steckdose und Kabelsatz

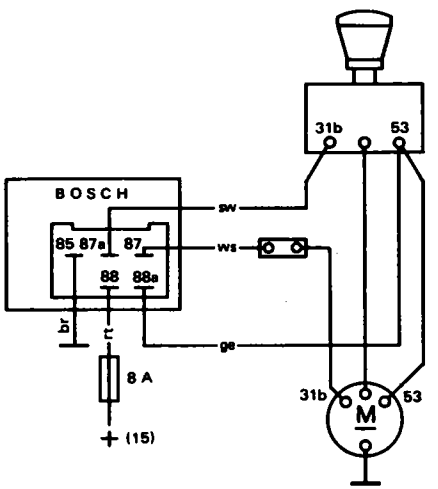


Bild 21. Anschlußschaltbild für einen Wischintervallschalter

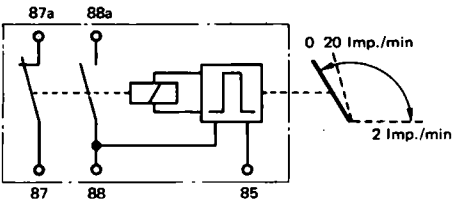


Bild 22. Innenschaltbild eines Wischintervallschalters (schematisch)

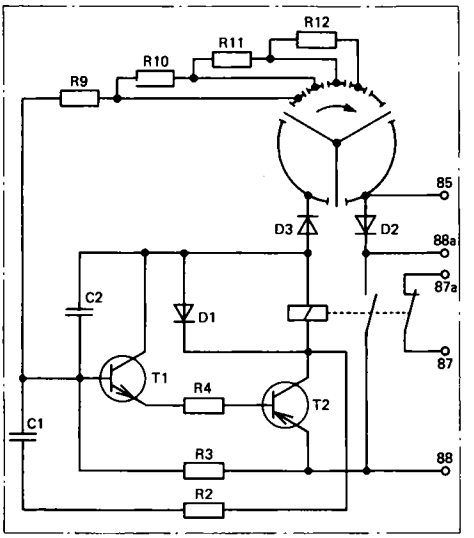


Bild 23. Innenschaltbild eines Wischintervallschalters (ausführlich)

Die Bilder 20 bis 22 zeigen den Schalter mit Steckverbindung und Kabelsatz von außen, ein Anschlußschaltbild und ein Innenschaltbild. Das hier nur schematisch dargestellte Impulsglied besteht aus einem astabilen Multivibrator, der das gezeigte Lastrelais ansteuert. Wenn eine Vorhalt- oder Nachwischfunktion oder beides gewünscht wird, so kann ein zusätzliches Zeitglied vorgesehen werden. Bild 23 zeigt das vollständige Innenschaltlbid eines Wischintervallschalters ohne Zusatz-Zeitglied.

42 Diagnose-Steckverbindungen

Ein wesentlicher Beitrag zur Verkehrssicherheit der Kraftfahrzeuge ist das rechtzeitige Erkennen von Fehlern, die an Teilen auftreten können,

die für die Verkehrssicherheit unmittelbar oder mittelbar von Bedeutung sind.

Zu diesem Zweck werden in zunehmendem Umfang Diagnosegeber und Diagnosesteckdosen serienmäßig in die Fahrzeuge eingebaut. Die Signale der Geber können im Fahrzeug selbst (z. B. durch Kontrolleuchten) oder durch stationäre Anlagen außerhalb des Fahrzeugs ausgewertet werden.

Die Diagnosesteckdosen werden teilweise zentral (bis zu 28 Kontakte in einer Dose) und teilweise dezentral ausgeführt. Für eine externe Diagnose durch Überwachungsorganisationen und in Werkstätten sind zur Einspeisung der Diagnosegebersignale in stationäre Auswertegeräte (Meßgeräte, Computer, Drucker) Zwischenstecker erforderlich. Vereinheitlichung durch Normung ist wünschenswert.

Eine Auswahl der wichtigsten Funktionen, die zur Sicherheit, Umweltfreundlichkeit, Zuverlässigkeit, Wirtschaftlichkeit und zum Komfort beitragen und die daher (ohne Sichtprüfung) diagnostiziert werden sollten, ist nachstehend aufgeführt:

Bremssystem:	Bremsbelagdicke, Bremsflüssigkeitsstand, Bremsdruck, Pedalweg, Blockierschutz,
Bereifung:	Luftdruck,
Beleuchtung:	Glühlampen in den Scheinwerfern und Signalleuchten, Leuchtweiteregler, Spannungsabfälle, Sicherungen,
Wischeranlage:	Flüssigkeitsstand,
Karosserie:	Türen- und Haubenverriegelung, Sicherheitsgurte,
Lenkung:	Druck- und Flüssigkeitsstand bei Lenkhydraulik,
Elektrische Niederspannungsanlage:	Flüssigkeitsstand der Batterie, Generatorspannung, Reglerfunktion,
Zündanlage:	Schließwinkel, Zündabstand, Zündspannung, Zündzeitpunkt, Verstellinie,
Motor:	Kompression, Ölstand, Öldruck, Öltemperatur, Drehzahlen,
Kühlung:	Kühlwasserstand, Kühlwassertemperatur,
Abgasanlage:	Abgasanalyse,
Kraftstoffversorgung:	Kraftstoffdruck, Kraftstoffstand,

Kraftübertragung: Belagstärke der Kupplung, Ölstand im Getriebe und im Differential, Funktion automatischer Getriebe,

Komfort: Temperatur im Innenraum, Heckscheibenheizung, elektrische oder hydraulische Fensterheber.

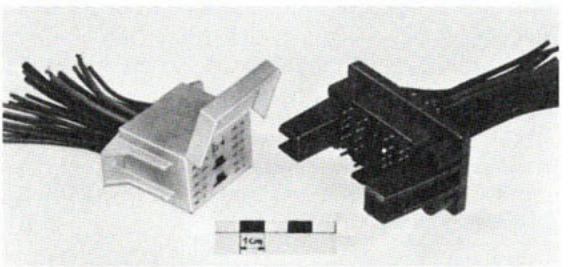


Bild 24. Vielfach-Diagnosesteckverbindung

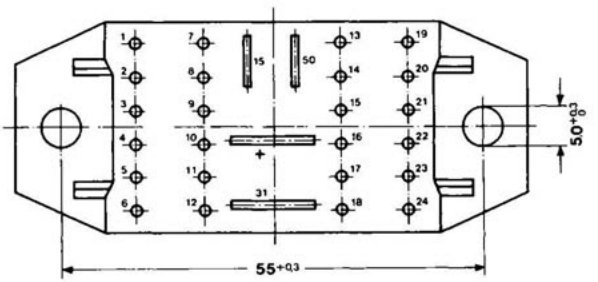
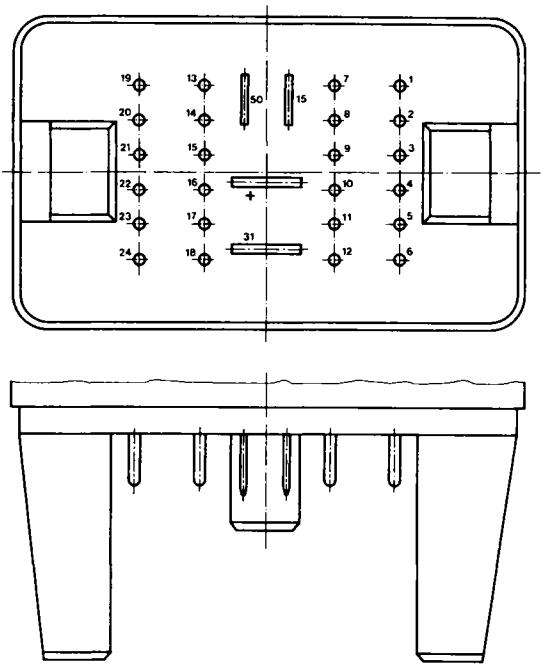


Bild 25. Schematische Darstellung der Steckdose im Fahrzeug

Bild 24 zeigt ein Beispiel einer serienmäßig verwendeten Diagnosesteckverbindung, wobei der linke Teil (Dose) im Fahrzeug fest eingebaut ist, während der rechte Teil (Stecker) zu der außerhalb des Fahrzeuges befindlichen Auswertungs-Anlage gehört.

Die Bilder 25 und 26 zeigen Dose und Stecker schematisch mit Angabe der funktionellen Belegung.



Belegung der Rundkontakte: 1 bis 4 Reserve, 5 Scheibenheizung, 6 Reglerausgang, 7 Batteriesäurestand, 8 Batterie-Minus, 9 linke Schlußleuchte, 10 linke Blinkleuchten, 11 rechte Blinkleuchten, 12 Bremsleuchten, 13 Zündspule, Klemme 1, 14 Generatorausgang, 15 „Kick-down" bei automatischen Getrieben, 16 rechte Schlußleuchte, 20 desgleichen, 21 Geber für O.T., 22 desgl., 23 Zündspannung, 24 Bremsflüssigkeitsstand;

Belegung der Flachkontakte: 15 Zündspule, Klemme 15, 50 Anlasser, Klemme 50, + Anlasser, Anschluß Batterie +, 31 Masse

Bild 26. Schematische Darstellung des externen Steckers

Literatur

[1] Schilling, W., Derzeitiger Entwicklungsstand auf dem Gebiet der Halogen-Glühlampen. Lichttechnik 20 (1968), S. 139 A–142 A.

[2] Künftige Bedeutung der neuen Halogenlampen für Kraftfahrzeugscheinwerfer. Lichttechnik 19 (1967), S. 388–389.

[3] Behrens, H., Entwicklungsstand der Kraftfahrzeugbeleuchtung. Technische Überwachung 8 (1967), S. 302–308.

[4] Zechnall, R., Bisherige und künftige Entwicklung der fahrzeugeigenen Beleuchtung. Lichttechnik 18 (1966), S. 120 A–124 A.

[5] Hornig, H..-G, Beleuchtungs- und Signaleinrichtungen an Kraftfahrzeugen – eine Entwicklung zu höherer Sicherheit. Kraftfahrzeugtechnik (DDR) (1969), S. 196–199, S. 228–232.
[6] ECE-Regelung 6. Bundesgesetzblatt, Teil II (1969), S. 1831–1847. (ECE = Economic Commission for Europe = Europäische Wirtschaftskommission).
[7] ECE-Regelung 7. Bundesgesetzblatt, Teil II (1969), 1848–1864.
[8] ECE-Regelung 8. Bundesgesetzblatt, Teil II (1973), S. 841–882.
[9] ECE-Regelung 19. Bundesgesetzblatt, Teil II (1972), S. 965–982.
[10] ECE-Regelung 20. Bundesgesetzblatt, Teil II (1972), S. 513–550.
[11] Lindae, G., Die Sichtbarkeit von Fahrzeugleuchten im Nebel und Dimensionierung einer geeigneten Nebelwarnleuchte. Lichttechnik, 16, 8, (1964), 4 Seiten.
[12] Lindae, G., Die Bedeutung der Halogenlampe für die fahrzeugeigene Beleuchtung. Automobil-Industrie 3 (1973), S. 75–81.
[13] De Boer, J. B., Schreuder, D. A., Betrachtungen über die Anwendung von Halogenlampen für die Kraftfahrzeugbeleuchtung. Lichttechnik 21 (1969), S. 88A–92A.
[14] Wichert, G., Gedanken zur Verbesserung des Kraftfahrzeug-Scheinwerferlichts. Lichttechnik 22 (1970), S. 589–595.
[15] Belitsky, E., Three-Beam System Coming. Canadian Automotive Trade, (1973), S. 11–13, S. 31.
[16] U.S. Motor Vehicle Safety Standard 108, Proposed Rule Making, 37 Federal Register vom 25. 10. 1972, S. 22801–22812.
[17] Lindae, G., Optimale Scheinwerfergröße für europäisches Abblendlicht. ATZ 72 (1970), S. 427–431.
[18] Zechnall, R., Polarisiertes Licht durch neue Scheinwerfer näher gerückt. Bosch/Pressemitteilung BPD 1758/572, Stuttgart 1972.
[19] Zehender, E., Ein Kraftfahrzeug-Scheinwerfer mit polarisiertem Licht. Bosch Technische Berichte 4 (1973), S. 64–69.
[20] Zehender, E., Scheinwerfer für Kraftfahrzeuge mit polarisiertem Licht. Lichttechnik 25 (1973), S. 100–103.
[21] Bergmann, G., Überlegungen zur Ausnutzung der Emissionspolarisation für die polarisierte Kraftfahrzeugbeleuchtung. Lichttechnik 25 (1973), S. 21–24.
[22] Der Elektronik gehört die Zukunft. (Leuchtweiteregler). Motor Rundschau (1969), S. 1226–1228.
[23] Hoffmann, H.-J., Der Hoesch-M3-Niveller. Berichte aus Forschung und Entwicklung der Hoesch AG 7 (1972), 8 Seiten.
[24] Tag/Nacht-Schaltung der Heckbeleuchtung. Krafthand 45 (1972), S. 18–19.
[25] Zweipegel-System für die Heckbeleuchtung. Krafthand 44 (1971), S. 13–14.
[26] Engels, K., Kroi, G., Nelson, W., Schlabitz, W., Zweckmäßigkeit und Möglichkeiten einer verzögerungsabhängig gesteuerten Warnblinkanlage und eines Zwei- oder Mehrstufenbremslichts. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik, 205 (1970).
[27] Bosch Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. 18. Aufl., (1976) S. 231–233.
[28] Jones, K. J., Hicks, H. V., The Lucas „Autosensa". Aspects Techniques de la Sécurité Routière 41 (1970), S. 4.1–4.13.

[29] Zweipegelsystem für Heckbeleuchtung. Krafthand 44 (1971), S. 13–14.
[30] Krüger, G., Tantal-Dünnschichthybride in Funksprechgeräten. Bosch Technische Berichte 4 (1972), S. 11–17.
[31] Möller, H., Kammerer, H., Kraftfahrzeugblinkanlagen mit elektronischem Blinkgeber. Bosch Technische Berichte 3 (1969), S. 21–30.
[32] Lindae, G., Zehender, E., Kraftfahrzeug-Scheinwerfer mit polarisiertem Licht. ATZ 76 (1974), S. 149–154.
[33] Kremidas, J. R., Rothfuß, R. W., Automatic Vehicle Diagnostic Systems. SAE-Paper 730205 (1973).
[34] Fetterhoff, K. I., Rackliffe, R. J., Methods to Achieve Nationwide Automotive Diagnostic Testing. SAE-Paper 730204 (1973).
[35] Heintz, F., Vehicle Testing Techniques and Operational Safety. US-DOT-Paper 72012 (1972).
[36] ECE-Regelung 31: „Glühlampen für Kraftfahrzeuge und ihre Anhänger".

2.352 Scheibenwischanlagen

Ernst Fischer, Helmut Rech, Eckhard Ursel

1 Allgemeines
11 Die gebräuchlichen Wischanlagen
12 Der Wischhebel
13 Scheibenwaschanlagen
2 Lichtwischer
21 Allgemeines
22 Reinigung der Scheinwerfer
23 Verschiedene Reinigungsprinzipien
24 Wischhebel
3 Antriebsmotoren für Wischanlagen und Lichtwischer
31 Allgemeines
32 Motoraufbau
33 Intervallschalter
34 Entstörung
35 Besonderheiten der Lichtwischermotoren

1 Allgemeines

Im Interesse der Verkehrssicherheit müssen an die Güte und Funktionssicherheit der Scheibenwischanlagen hohe Ansprüche gestellt werden. Moderne Kraftfahrzeuge besitzen große Front- und Heckscheiben, um gute Sichtverhältnisse zu ermöglichen. Die Vergrößerung der Frontscheiben bedingt eine Vergrößerung des Wischfeldes. Entsprechend der SAE-Empfehlung [1] unterteilt sich das Wischfeld in die drei Teilflächen A, B und C. Dabei müssen die Teilfläche A zu 80%, die Teilfläche B zu 95% und die Teilfläche C zu 100% ausgewischt werden (Bild 1). Diese Forderungen brachten es einerseits

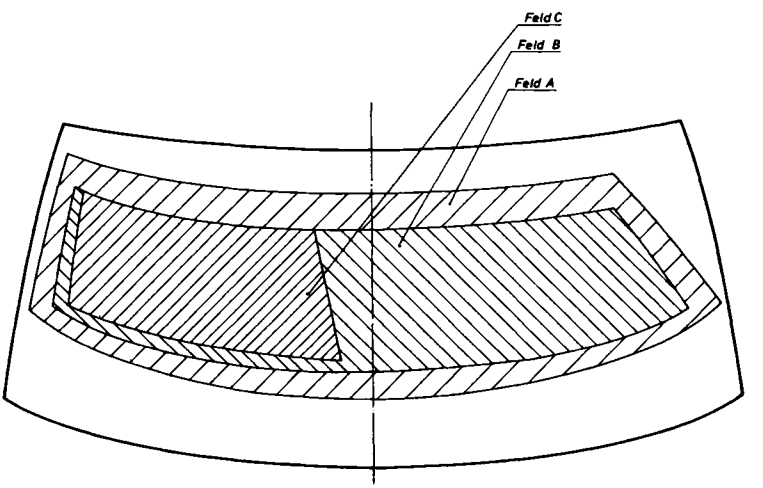


Bild 1. Frontscheibe mit Feldern A, B und C

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

mit sich, daß die Wischarme und -blätter relativ lang werden mußten, andererseits mußten die Wischarme und -blätter strömungsgünstig ausgelegt werden, damit die zum Abheben führenden Auftriebskräfte klein gehalten werden konnten [2].

11 Die gebräuchlichsten Wischanlagen

Wischanlagen für PKW besitzen im allgemeinen 2 Wischhebel, welche aus dem Wischblatt und dem Wischarm bestehen. Bei LKW werden auch Wischanlagen mit 3 Wischhebeln angewandt. Da der Wischhebel in der Regel eine Pendelbewegung um das Wischhebellager ausführt, ist es erforderlich, die Drehbewegung des Antriebsmotors in eine Pendelbewegung der Wischhebel umzuformen. Man verwendet vorwiegend zwei räumliche Viergelenkgetriebe. Hierbei können sich die beiden Teilgetriebe in einer Serien- oder Parallelschaltung zur Motorkurbel befinden.

Eine Gleichlaufanlage (beide Wischhebel laufen gleichsinnig) in Serienschaltung ist in Bild 2 und in Parallelschaltung in Bild 3 dargestellt.

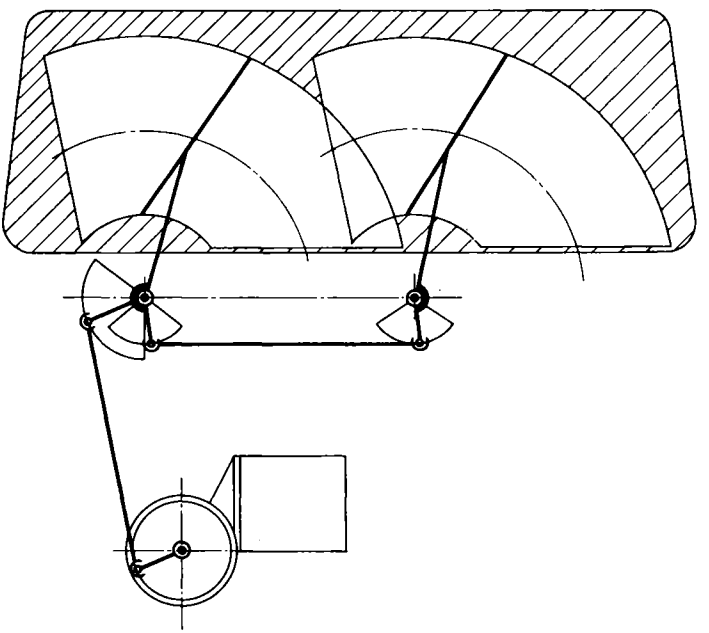


Bild 2. Gleichlaufanlage mit Serienschaltung

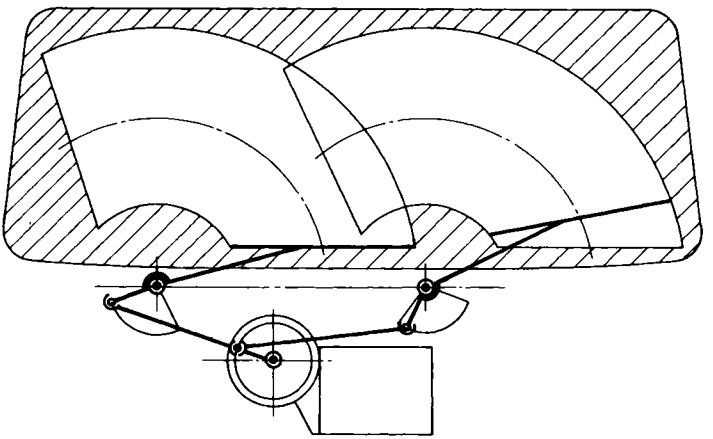


Bild 3. Gleichlaufanlage in Parallelschaltung

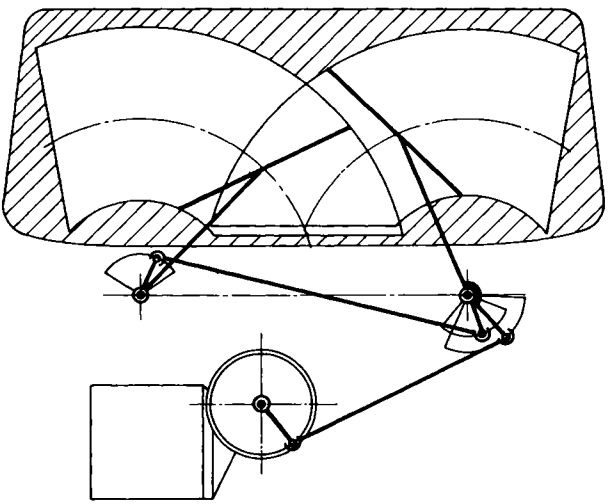


Bild 4. Gegenlaufanlage in Serienschaltung

Bei den Gegenlaufanlagen führen die Wischhebel gegensinnige Bewegungen aus (Bild 4).

Um das Wischfeld bei Gegenlaufanlagen zu verbessern, müssen die beiden Wischhebel, ohne sich zu berühren, eine Überlappung der Teilfelder ermöglichen (Bild 5).

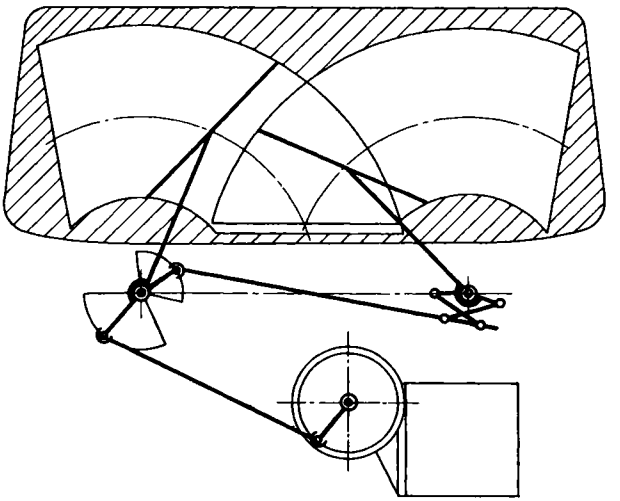


Bild 5. Gegenlaufanlage mit Kreuzlenker

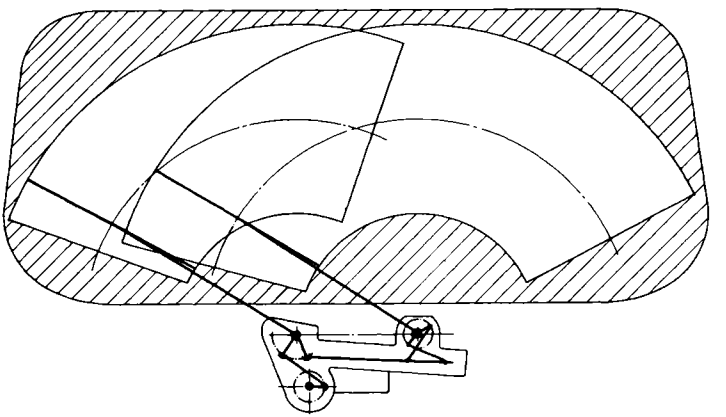


Bild 6. Strömungsgünstige Gleichlaufanlage in kompakter Bauweise

Die beiden Wischhebel müssen im Überlappungsbereich unterschiedliche Winkelgeschwindigkeiten besitzen. Dies erreicht man dadurch, daß ein Teilgetriebe als Sechsgelenkgetriebe (Kreuzlenker nach Tsebyscheff) ausgebildet wird [3, 4]. Überlappende Gegenlaufanlagen verhalten sich im allgemeinen strömungstechnisch ungünstiger als Gleich-

laufanlagen nach Bild 2 und 3, bei denen nur ein Wischhebel (im Beispiel der linke) fast stets senkrecht zu den Stromlinien steht.

Zur Verminderung der Auftriebskräfte, welche die Wischfunktion stark beeinträchtigen können, rückt man die beiden Wischhebellager möglichst dicht zur Fahrzeugmitte (Bild 6). Diese Konzeption gestattet zudem noch, die gesamte Wischanlage in kompakter Bauweise auszuführen.

Bei Frontscheibenwischanlagen werden neben den Gelenkgetrieben in seltenen Fällen auch Seilschlingenantriebe, Seilzugantriebe, Bowdenzug (Zugmittelgetriebe) oder kombinierte Getriebe angewandt.

12 Der Wischhebel

Unter Wischhebel versteht man den Wischarm und das Wischblatt. Der Wischarm steht unter Vorspannung, die durch eine Feder erzeugt wird und auf die Wischblattaufhängung die erforderliche Anpreßkraft überträgt. Diese verteilt sich über den Mittelbügel und die Krallenbügel auf den Wischgummi mit der eingelegten Federschiene (Bild 7).

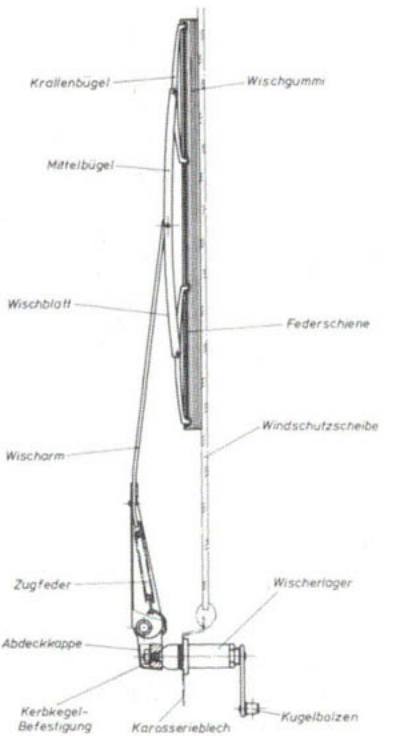


Bild 7. Wischhebel

Dieses System der Kräfteverteilung ermöglicht eine nahezu konstante Auflagekraft der Wischlippe auf der gekrümmten Scheibe.

13 Scheibenwaschanlagen

Bei halbtrockener Scheibe wird der auf die Frontscheibe gelangte Straßenschmutz nur unvollkommen durch das Wischblatt entfernt. Schlechte Sicht sowie Lichtstreuungen sind die Folge. Aus diesem Grunde besitzen moderne PKW Scheibenwaschanlagen, die folgendermaßen arbeiten: Aus Düsen wird Wasser auf die Frontscheibe gespritzt und von den Wischblättern auf der Frontscheibe verteilt.

Durch Wasser, das durch ein Netzmittel entspannt sein kann, erreicht man eine rasche Reinigung der Scheibe. Der erforderliche Spritzdruck wird meist durch eine elektrisch betriebene Zahnradpumpe erzeugt. In manchen Fällen verwendet man manuell zu betätigende Kolbenpumpen oder benutzt einen Luftdruckbehälter.

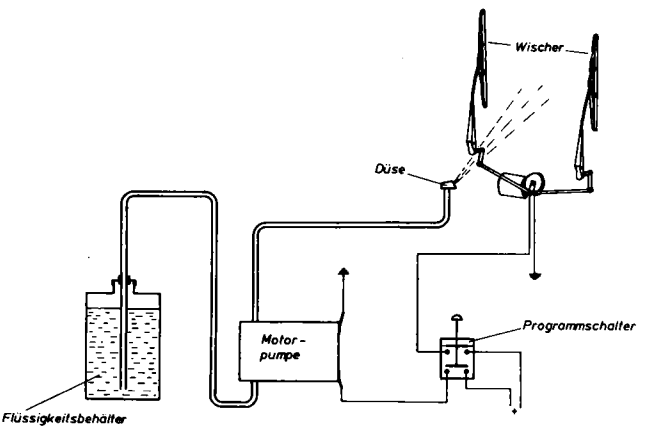


Bild 8. Automatische Scheibenwaschanlage

Bei vollautomatischen Scheibenwaschanlagen wird über einen Schalter die Wischanlage sowie die Wasserpumpe eingeschaltet (Bild 8). Meist werden die Anlagen so ausgelegt, daß nach Beendigung des Spritzvorganges die Wischanlage noch etwas länger arbeitet, damit die Scheibe trockengewischt werden kann.

2 Lichtwischer

21 Allgemeines

Die Sichtweite wird beim Fahren bei ungünstigen Witterungs- und Sichtverhältnissen durch Verschmutzen der Streuscheiben sehr stark vermindert. Messungen haben ergeben, daß die Beleuchtungsstärke bis auf 10% abnehmen kann. Durch den Schmutzbelag wird das Licht, das nach unten in Richtung Fahrbahn austritt, reduziert; das Licht nach oben in Blendrichtung wird jedoch verstärkt. Die Ursache dafür ist, daß die verschmutzte Scheibenoberfläche einen Teil des Lichtes nicht nur absorbiert, sondern auch nach allen Richtungen zerstreut. Untersuchungen haben gezeigt, daß bei gering verschmutzten Streuscheiben (etwa 20%) die Blendwirkung stark zunimmt. Mit zunehmender Verschmutzung nimmt die Blendung wieder ab und die Absorption überwiegt [5].

22 Reinigung der Scheinwerfer

Die Notwendigkeit, Scheinwerfer zu reinigen, tritt insbesondere während der Winterperiode immer mehr in den Vordergrund. Die schwedische Regierung hat eine Regelung in Kraft treten lassen, nach der die Wagenmodelle ab 1974 serienmäßig mit Lichtwischern ausgerüstet sein müssen (Swedish Standard SMS 2983 E). Die Forderung nach sauberen Scheinwerfern während der Fahrt ist nur durch ein Reinigungssystem zu erfüllen, das bei angemessenem Bedienungskomfort vom Fahrer jederzeit betätigt werden kann. Der Durchschnittsfahrer nimmt Verluste der Beleuchtungsstärke bis zu 50% nicht wahr. Es ist daher wünschenswert, daß die Reinigungseinrichtung entweder zwangsläufig in Aktion tritt oder daß sie schaltungstechnisch mit der Frontscheibenwaschanlage gekoppelt ist (s. Bild 15).

23 Verschiedene Reinigungsprinzipien

Die Scheinwerfer können nach zwei verschiedenen Prinzipien gereinigt werden:

1. Mit einem Wasserstrahl, der mit hohem Druck auf die Streuscheibe aufgebracht wird,
2. Mit einem Wisch-Wasch-System. Beim Wisch-Wasch-System wird die Schmutzschicht mittels eines Wasserstrahls aufgeweicht und von einem Wischblatt von der Streuscheibe abgestreift.

Die gebräuchlichsten Ausführungsarten dieser Anlagen werden in Bild 9 schematisch dargestellt. Bei der ersten Anlage handelt es sich

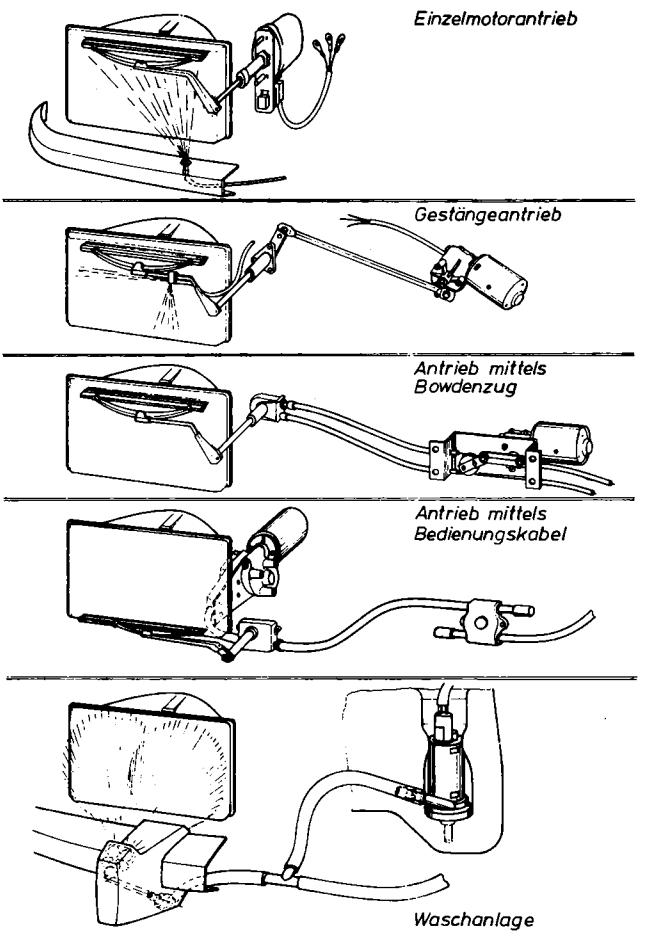


Bild 9. SRA – Systeme

um einen Einzelmotorantrieb. Jeder Wischhebel wird durch einen Motor direkt angetrieben. Diese Anlagen sind leicht einbaubar und verlangen nur geringen Eingriff in die Karosserie.

Lichtwischer mit Zentralantrieb mittels Koppelstangen ähneln konstruktiv den Frontscheibenanlagen. Sie sind jedoch aus Platzgründen selten geeignet.

Als nächstes ist eine Anlage mit Zentralantrieb und Bowdenzügen dargestellt. Je nach den Platzverhältnissen im Fahrzeug sind zwei Varianten möglich:

1. Ein Wischhebel wird vom Motor über ein Viergelenk direkt angetrieben, der zweite Hebel über Bowdenzüge,
2. Beide Wischhebel werden von einem zentralliegenden Motor über Bowdenzüge angetrieben.

Die Anlagen werden einbaufertig vormontiert. Das Nachspannen der Seile ist über Einstellschrauben möglich; dadurch ist Spielfreiheit gewährleistet. Die Lebensdauer der nach Wahl verzinkten, kunststoffbeschichteten oder nicht-rostenden Seile ist ausreichend.

Als weitere Ausführung zeigt Bild 9 eine Anlage mit Zentralantrieb und einem zug- und drucksteifen Bedienungskabel. Aus Einbau- und Funktionsgründen kann dieses Prinzip vorteilhaft sein. Es ist jedoch sehr aufwendig. Als letztes ist eine Spülanlage ohne mechanisches Reinigungselement dargestellt. Vor dem Scheinwerfer ist auf der Stoßstange des Fahrzeuges eine Spezialdüse angeordnet, die einen Vollkegelstrahl erzeugt und damit den gesamten Scheinwerfer erfaßt. Die Waschflüssigkeit wird von einer Kreiselpumpe zu den einzelnen Düsen gefördert. Ein elektronischer Zeitgeber sorgt für die richtige Dosierung der Wassermenge.

24 Wischhebel

Die Abnützung der Wischblätter bei den harten Betriebsbedingungen der Lichtwischer ist gegenüber der Frontscheibenwischanlage wesentlich größer. Andererseits kann die Wischqualität niedriger sein, da Wasserschleier nicht stören. Die Auflagekräfte sind wesentlich höher; sie liegen bei 0,2 – 0,3 N/cm. Ein Auswechseln des Wischgummis bzw. des ganzen Blattes ist möglich.

Die unterschiedlichen Scheinwerferformen bedingen verschiedene Wischblattausführungen, die in Bild 10 dargestellt sind. Das obere Blatt stellt ein starres, sog. Streifleistenblatt dar. Es wird für Rechteckscheinwerfer mit nur geringen Krümmungsradien verwendet.

Für stärker gekrümmte Streuscheiben werden Wischblätter mit einfachen Krallenbügelsystemen eingesetzt. Für die Reinigung runder Scheinwerfer wird ein flexibles oder ein dem Scheinwerfer angepaßtes, vorgebogenes Wischblatt verwendet.

Das flexible Wischblatt besteht aus einem Wischgummi, in den eine Federschiene eingezogen ist. Das Blatt ist somit in beiden Wischrichtungen flexibel und kann sich in beiden Endstellungen der Kontur der runden Streuscheiben anpassen. Voraussetzung ist, daß der Scheinwerfer dem Wischblatt Anschlagflächen, z. B. in Form einer vorstehenden Zusatzblende, bietet.

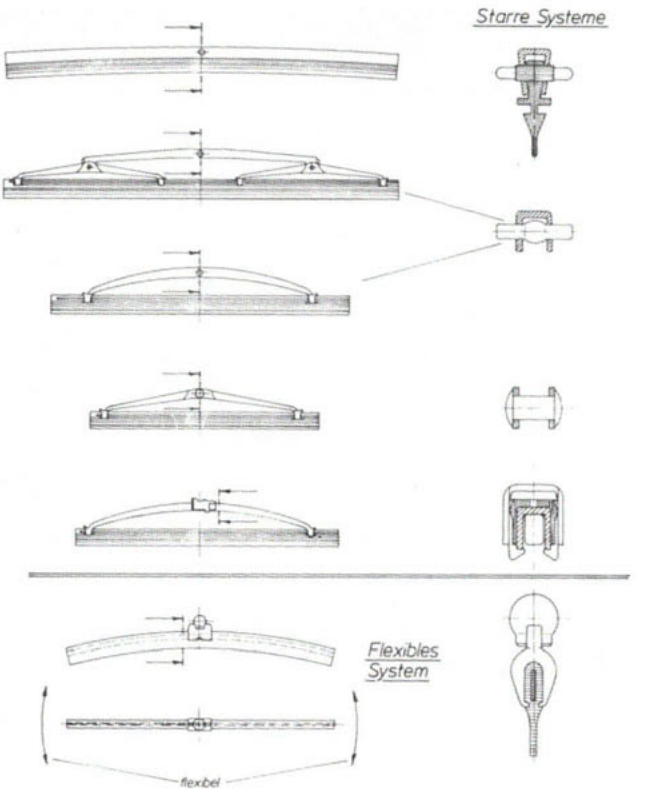


Bild 10. Wischblatt-Typen für SRA

3 Antriebsmotoren für Wischanlagen und Lichtwischer

31 Allgemeines

Der Trend bei den Kraftfahrzeugen geht zu immer größeren Frontscheiben. Dadurch wird die zu wischende Fläche größer und der Leistungsbedarf der Wischanlage steigt. Dies bedingt Motoren mit höherer Leistung.

Richtlinien und Begriffsbestimmungen sind in der DIN-Norm 72781 festgelegt. Außerdem gilt die SAE-Empfehlung J 903 b).

Wesentliche Merkmale daraus sind:

Lebensdauer: 1,5 Millionen Wischperioden ohne Wartung
Mindestens 2 Wischfrequenzen

a) niedrige Wischfrequenz: mindestens 20 Wischperioden pro Minute
b) hohe Wischfrequenz: mindestens 45 Wischperioden pro Minute
Mindestdifferenz zwischen hoher und
niedriger Wischfrequenz 15 Wischperioden pro Minute.

32 Motoraufbau

Im Wesentlichen werden heute Schneckengetriebemotoren eingesetzt (s. Bild 11).

Stirnradgetriebemotoren werden wegen der gegenüber Schneckengetrieben höheren Geräuschentwicklung kaum noch verwendet, da die Fahrzeughersteller großen Wert auf niedriges Geräuschniveau im Fahrgastraum legen.

Die heutigen Wischermotoren sind permanent erregt. Durch die Entwicklung der Dauermagnete aus Barium- oder Strontiumferrit in Segmentform oder Ringform wurden die elektrischen Feldwicklungen abgelöst. Bei elektrisch erregten Motoren war es leicht, 2 Wischgeschwindigkeiten durch verschiedene Feldspulen zu erzeugen. Da Dauermagnete einen konstanten magnetischen Fluß erzeugen, wählte man 3 Kohlebürsten, die in einem bestimmten Winkel zueinander stehen müssen (s. Bild 12). Die niedrige Wischgeschwindigkeit ergibt sich bei Anschluß der 180° gegenüberliegenden Bürsten, die hohe bei Anschluß der nicht in der neutralen Zone stehenden Bürste und der Minusbürste (s. Schaltbild). Die Drehzahldifferenz ist abhängig von der Winkelstellung der 3. Bürste. Typische Drehzahlkennlinien sind aus Bild 13 zu ersehen. Je nach Fahrzeuggröße sind Motoren mit Anzugsmomenten von 5 . . . 100 Nm heute in Verwendung.

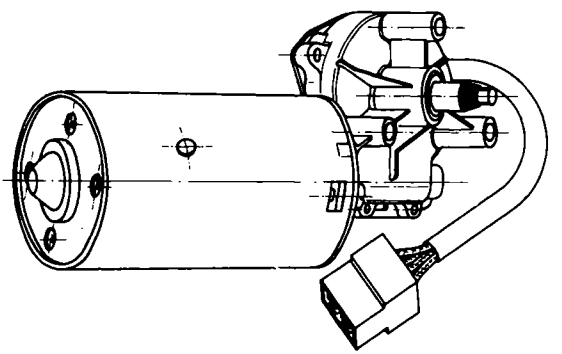


Bild 11. Motor für Zentralantrieb

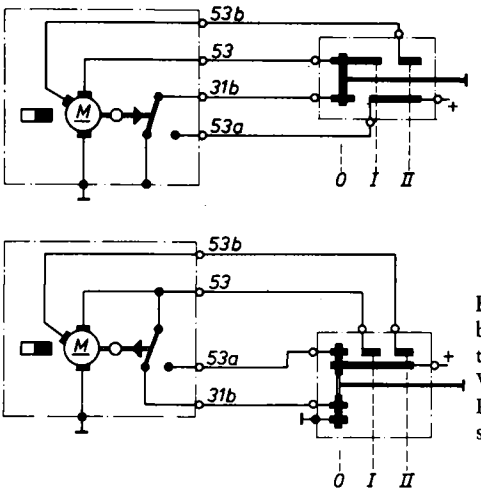
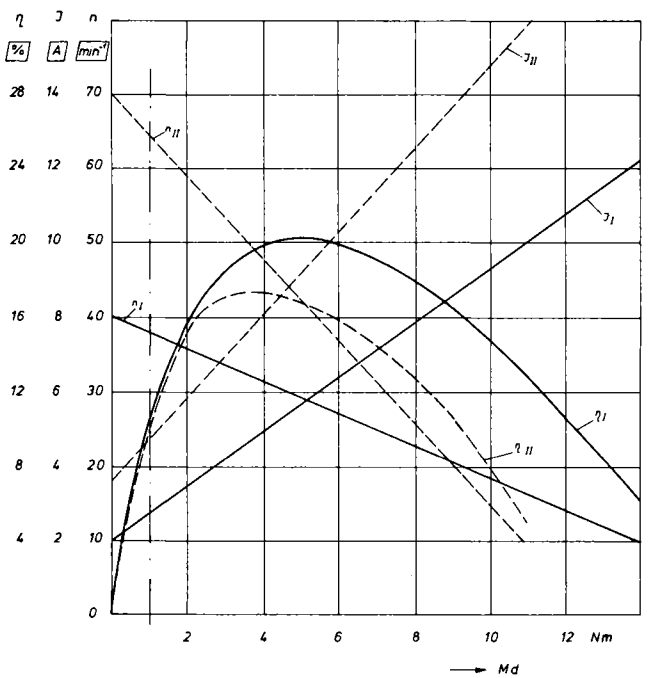


Bild 12. Mögliche Schaltbilder von permanent erregten Wischermotoren mit 2 Wischgeschwindigkeiten O = Parkstellung, I = Stufe 1 (langsam), II = Stufe 2 (schnell)



———— Werte für Stufe 1 (langsam)
– – – – – Werte für Stufe 2 (schnell)
–.–.–.–.– Betriebsbelastung (Mittelwert)

Bild 13. Leistungskennlinien eines permanent erregten Wischermotors mit 2 Wischgeschwindigkeiten durch 3 Bürsten

Fast alle Wischermotoren haben eine automatische Parkstellung, so daß bei beliebigem Abschaltzeitpunkt die Wischanlage in die Ruhestellung läuft. Dies wird durch Schaltkontakte erreicht, die abhängig von der Stellung der Abtriebswelle schalten. Damit eine genaue Parklage ereicht wird, d. h. wenig Nachlaufen des Motors bis zum Stillstand, wendet man die Kurzschlußbremsung an, die bei permanent erregten Motoren besonders vorteilhaft ist.

33 Intervallschalter

Für Wischbetrieb bei Nieselregen und Nebel wird vielfach ein elektronischer Wischintervallschalter eingesetzt. Bei den meisten ist die Intervallzeit in einem Bereich von 1 . . . 30 Sekunden einstellbar. Außerdem sind Wischintervallschalter mit nur einer fest eingestellten Zykluszeit meist auf elektronischer oder Bimetallbasis in Verwendung.

34 Entstörung

Wegen vermehrten Einbaues von Radioapparaten in die Kraftfahrzeuge müssen auch Wischmotoren bei Bedarf funkentstört werden.

Hierbei sind folgende Ausführungen üblich:

a) Entstörfilter für alle Wellenbereiche mit Kondensator-Drossel-Kombination zur Montage auf den fertigen Motor (günstig für Serieneinbau und nachträglichen Einbau),
b) Entstörung für alle Wellenbereiche mit Drosseln am Bürstenhalter, Kondensatoren am Bürstenhalter oder außen an den Anschlüssen beschaltet (nur möglich bei Serieneinbau),
c) Grundentstörung für UKW-Empfang mit Drosseln am Bürstenhalter (nur möglich bei Serieneinbau).

35 Besonderheiten der Lichtwischermotoren

Die Antriebsmotoren sind von vorhandenen Wischermotoren abgeleitet, wurden aber den speziellen Betriebsbedingungen angepaßt, insbesondere bezüglich Korrosionsfestigkeit und Wasserdichtheit.

Für Anlagen mit Einzelmotorantrieb werden zwei Pendelmotoren, wie in Bild 14 dargestellt, verwendet. Bild 11 zeigt einen Motor für Zentralantrieb.

Untersuchungen haben gezeigt, daß es von Vorteil ist, wenn der Wasserstrahl nicht kontinuierlich, sondern gepulst auf die Streuscheibe aufgebracht wird. Die Reinigungswirkung wird dadurch erhöht und der Wasserverbrauch bis zu 50% vermindert. Außerdem kann u. U. der Schaltungsaufwand verringert werden. Hierzu wird die Spüler-

pumpe über einen zusätzlichen Kontakt im Motor im Intervall angesteuert.

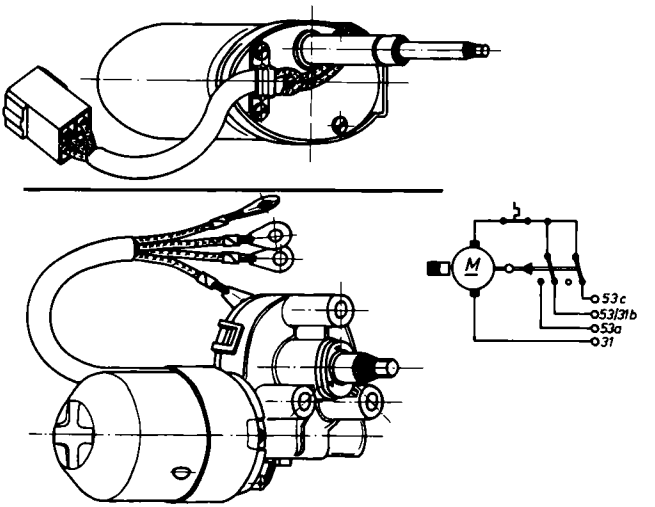


Bild 14. Motor für Einzelantrieb

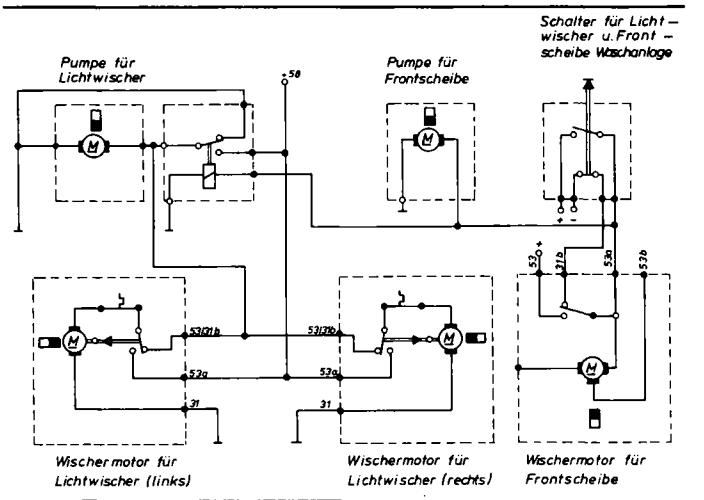


Bild 15. Parallelschaltung Lichtwischer – Frontscheibewaschanlage

Literatur

[1] SAE-Empfehlung J 903 B
[2] Barth, R., Über aerodynamische Eigenschaften von Scheibenwischern. ATZ 66 (1964), S. 323–329, S. 349–352.
[3] Bloch, S. Sch., Angenäherte Synthese von Mechanismen. Berlin 1951.
[4] Meyer zur Capellen, W., Der Zykloidenlenker und seine Weiterentwicklung. Konstruktion 8 (1956), S. 510–518.
[5] Lindae, G., Die Sichtweite des Abblendlichtes bei verschmutzten Streuscheiben. Bosch, Technische Berichte 2 (1968), S. 193–196.

3 Schlepper und selbstfahrende Arbeitsmaschinen

3.1 Bauarten, Antrieb, Fahrwerk

Rudolf Franke

1 Allgemeines
11 Leistungsbemessung und Wirtschaftslichkeit
2 Motoren
3 Schleppermechanik
31 Leistungsgleichungen
32 Beziehungen zwischen Motorleistung, Schleppergewicht, Antriebskraft, Rollwiderstand, Zugleistung, Schlupf
4 Schlepperarten, Gewichtsverteilung
41 Schleppertriebwerke
411 Fahrgetriebe
412 Anzapfgetriebe
5 Schlepperlaufwerke
51 Vorderachse, Laufachse
52 Bereifung, Spurweite
53 Raupenlaufwerke
6 Schlepperbauweise, Arbeitsräume, Systemschlepper
7 Verbindung von Schlepper und Gerät
71 Verbindung durch Anhängen
72 Verbindung durch Anbau
721 Dreipunkt-Anbau
722 Leicht- und Schnellkuppler
723 Verbindung durch Aufsatteln von Geräten
724 Verbindung zum Antreiben
8 Schlepperführerhaus

1 Allgemeines

Der Entwicklungsgang des Schleppers
vom Dampfwagen,
von der Lokomobile,
vom Automobil,
über den Motorpflug mit fest angebauten Arbeitswerkzeugen zum vielseitig verwendbaren Schlepper mit angehängten oder auswechselbar angebauten oder aufgesattelten Geräten ist in der Geschichte der Landtechnik eingehend dargestellt [33, 36].

Aus Schleppern haben sich für den Erdbau und Straßenbau Spezialmaschinen entwickelt, die vorwiegend jeweils nur für einen Zweck mit einem fest angebauten Arbeitsgerät vorgesehen sind.

Der Fahrer eines Ackerschleppers muß diesen mit den verschiedensten Geräten und Maschinen leicht und schnell verbinden können. Dies beeinflußt die Schlepperentwicklung weltweit (ATH, Bd. 2, Abschn. 3.6, 3.7, 3.8).

Die im ATH, Bd. 2, S. 1019 angegebenen Begriffsbestimmungen sind dahin zu ergänzen, daß Ackerschlepper Zugmaschinen sind, die eine Hilfsladefläche aufweisen können, deren Größe und Nutzlast durch gesetzliche Bestimmungen festgelegt ist [DIN 70010].

Zu den Messungen der Leistungen auf Prüfbahnen und Prüfständen sind Messungen der Hubkräfte und Hubzeiten von Kraftheben, Mes-

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

sungen der Geräuschentwicklung am Ohr des Fahrers, Prüfungen von Fahrersitzen, Umsturzbügeln und Kabinen nach amtlichen Vorschriften hinzugekommen [19, 53].

11 Leistungsbemessung und Wirtschaftlichkeit

Der Schlepperfahrer, der meist selbst der Inhaber des landwirtschaftlichen Betriebes ist, sucht seine eigene Produktivität dadurch zu vergrößern, daß er die Arbeit auf größeren Flächen in kürzerer Zeit und mit geringerem Wetterrisiko erledigt.

Infolgedessen entwickelt sich die Motorisierung der Landwirtschaft stetig in Richtung leistungsstärkerer Schlepper [9, 10, 104].

Galt vor 15 Jahren eine Motorleistung von 40 PS noch als die obere Grenze für normale Ackerschlepper, so kann man sie heute bereits als untere Grenze ansehen (Bild 1, 2) [88, 89]. Man rechnet z. Z. in der Produktion mit einem Anstieg der durchschnittlichen Schlepperleistung von etwa 1,5 kW pro Jahr.

Mit der Zunahme der Leistung der Schlepper ist natürlich die für die Bearbeitung eines Hektars landwirtschaftlicher Nutzfläche, einschließlich der Transporte, erforderliche Zeit erheblich abgekürzt worden. Man rechnet mit durchschnittlich 450 bis 500 PSh je ha =

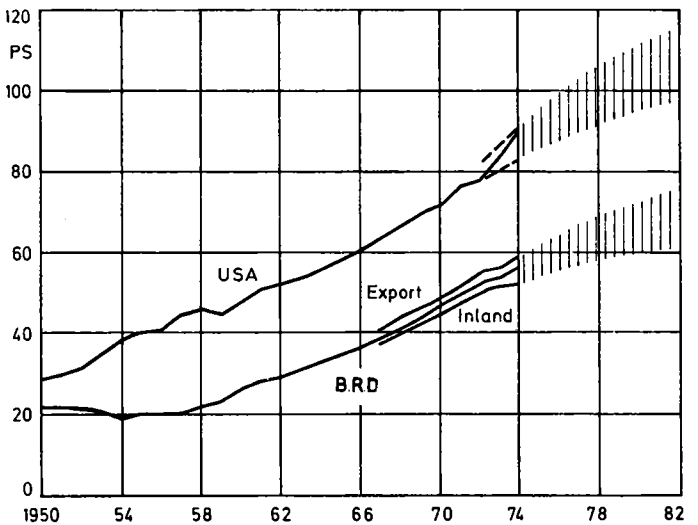


Bild 1. Durchschnittsleistung der Schlepperproduktion in USA und in der BRD., aus Söhne [88]

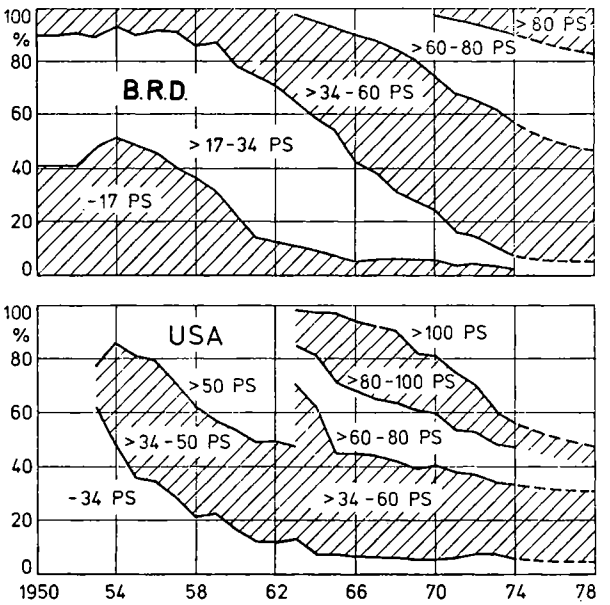


Bild 2. Prozentuale Anteile der Schlepperleistungs-Klassen in der BRD und in USA, aus Söhne [88]

etwa 330 bis 370 kWh je ha. Die jährliche Ausnutzung der Schlepper ist infolgedessen auf etwa 350 bis 400 h je Jahr zurückgegangen [62].

Insbesondere die Bodenbearbeitung mit Pflügen und Fräsen großer Arbeitsbreite ließ die Tendenz zu leistungsstärkeren Schleppern mit 45, 60, 75 kW (bis 100 PS) und noch darüber aufkommen. Das Leistungsgewicht der Schlepper nimmt mit zunehmender Motorleistung ab auf 30 kg/kW (etwa 40 kg/PS) und darunter (Bild 13).

2 Motoren

Der allgemeine Übergang zur Direkteinspritzung hat sich auch an den Dieselmotoren für Schlepper vollzogen.

Zweitakt-Dieselmotoren sind auf Ausnahmefälle mit besonders schmaler Bauweise beschränkt.

Im Leistungsbereich von etwa 20 bis 40 kW werden vorwiegend 3-Zylinder-Motoren wegen ihres guten Massenausgleichs verwendet, wogegen manche stärkeren 4-Zylinder-Motoren zum Ausgleich der Schwingungen zweiter Ordnung ein besonderes Massenausgleichs-

getriebe erhalten mit einer Unwucht, das durch ein Zahnraderpaar mit doppelter Kurbelwellendrehzahl angetrieben ist.

Im Bereich der großen Leistungen über 75 kW werden die Motoren mit Abgasturboladern ausgerüstet.

3 Schleppermechanik

Nach dem „Gesetz über Einheiten im Meßwesen" vom 2. 7. 1969 sind Gewichte, Achslasten, Trägfähigkeiten in der Einheit der Masse, in kg oder in t, anzugeben, Kräfte nicht mehr in kp, sondern in N, Drehmomente entsprechend in Nm, Leistungen nicht mehr in PS, sondern in KW.

Für die Umrechnung wird vereinfachend 1 kp = 10 N, 1 KW = 1,36 PS gerechnet. Anstelle der Gewichte und Achslasten wird mit den zugehörigen Vertikalkräften gleichen Formelzeichens G, G_L, A, B usw. gerechnet.

31 Leistungsgleichungen

Bei den Leistungsgleichungen rechnet man in dem Produkt von Kraft mal Geschwindigkeit einfacher mit der Geschwindigkeit v in m/s, um die Leistung in kW zu erhalten.

Definition des Schlupfes:

Die Definition für den Schlupf des treibenden Rades oder der treibenden Gleiskette gegenüber der Fahrbahn,

$$\sigma = \frac{r\omega - v}{r\omega} = \frac{v_0 - v}{v_0} = 1 - \frac{v}{v_0}$$

ist für die rechnerische Behandlung des Schlupfes, auch im Bereich des bremsenden Rades, der bremsenden Gleiskette zweckmäßig, weil das Vorzeichen des Schlupfes negativ wird, wenn $-v$ größer als $r\omega$ wird. Der Nachteil dieser rechnerisch besser praktikablen Schlupfdefinition im Bremsbereich ist aber, daß

$$\sigma = -100\% \text{ bei } r\omega = \frac{v}{2} \text{ und}$$

$$\sigma = -\infty \quad \text{bei } r\omega = 0, \text{ d. h. bei Blockierung wird.}$$

Dagegen ergibt die besondere Definition für den Schlupf im Bremsbereich

$$\sigma = \frac{v - r\omega}{v} \text{ mit } \sigma = 100\% \text{ bei } r\omega = 0, \text{ bei Blockierung,}$$

einen ähnlichen Verlauf der Beiwerte in Abhängigkeit vom Schlupf wie im Antriebsbereich und ist für die Darstellung dieses Zusammenhanges zweckmäßiger, siehe auch ATH, Bd. 2, S. 25.

32 Beziehungen zwischen Motorleistung, Schleppergewicht, Antriebskraft, Rollwiderstand, Zugleistung, Schlupf

Druckfehlerberichtigung zum ATH, Bd. 2;

Seite 1029 1. Z. v. unten Rad statt Rand.

Seite 1031 Formel (13) $\mu_k = \frac{U}{G} = \frac{M}{r \cdot G}$

Seite 1034 Tabelle I

Betonstr. $\mu_k = 1{,}2$ statt 1,3, $\varkappa = 1{,}18$ statt 1,1.

Man erkennt aus Tabelle I, daß der Rollwiderstandsbeiwert μ_r (in der Literatur auch ϱ genannt) von Luftreifen auf fester, glatter Fahrbahn gegenüber dem Triebkraftbeiwert $\varkappa$ vernachlässigt, d. h. der Triebkraftbeiwert $\varkappa$ in diesem günstigen Fall dem Kraftschlußbeiwert μ_k gleichgesetzt werden kann.

Auf Skipisten in festgefahrenem Schnee wurden an breiten Schneeraupen mit Gummilaufbändern und Greifern bei einem spezifischen Bodendruck von nur etwa 0,04 kg/cm² Werte festgestellt bis zu $\mu_k = 1{,}28$, $\mu_r = 0{,}08$ und $\varkappa = 1{,}2$. Hier findet also eine echte Verzahnung statt.

Einen Überblick über den Zusammenhang der Beiwerte und ihrer Größe vermittelt Bild 3. Der Kraftschlußbeiwert μ_k ist die Summe aus Rollwiderstandsbeiwert μ_r und Triebkraftbeiwert $\varkappa$. Dieser ist ein Maß für den Überschuß, der nach Überwindung des Rollwiderstandes

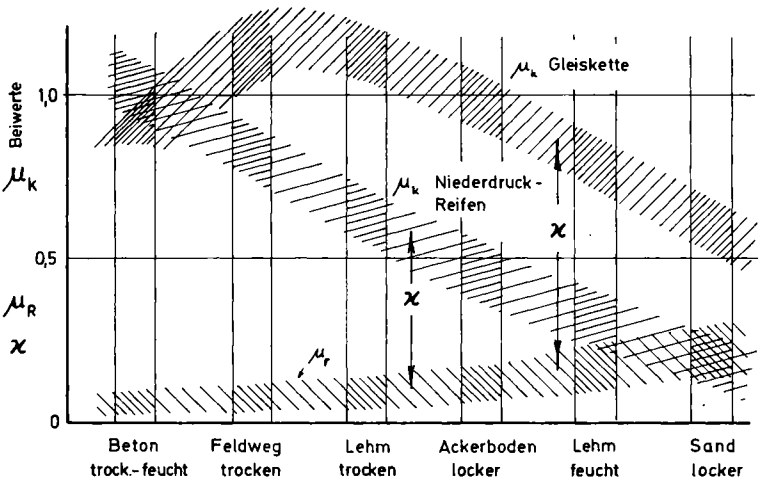


Bild 3. Beiwerte für Kraftschluß, Rollwiderstand und Triebkraft auf verschiedenen Böden

noch für die Überwindung von Steigungen oder für die Erzeugung von Zugkraft zur Verfügung steht. Dieses Bild zeigt deutlich, daß der Rollwiderstandsbeiwert mit abfallendem Kraftschlußbeiwert im Gelände zunimmt, und daß der Gleiskettenantrieb auf nachgiebigem Boden infolge des geringeren spezifischen Bodendruckes dem Radantrieb überlegen ist.

Nach den Gleichungen 14 (S. 1032) und 15 (S. 1033) gilt allgemein:

Für das Einzelrad

$$T = Z$$

$$\varkappa = \frac{T}{B} = \frac{Z}{B} \qquad Z = B\,\varkappa$$

$$M_T = U\,r = r\,B\,\mu_k = r\,B\,(\varkappa + \mu_r)$$

Für den Zweiachsschlepper mit den Betriebsachslasten A und B

$$Z = T_B \pm T_A$$

wobei die Triebkräfte T auf die Hinterachse, Index B und Vorderachse, Index A bezogen sind.

Das positive Vorzeichen gilt für Schlepper mit Allradantrieb

$$Z = B \cdot \varkappa_B + A\,\varkappa_A = G\,\xi$$

$$M_{TB} = U_B\,r_B = B\,r_B\,(\varkappa_B + \mu_{rB}) = B\,r_B\,\mu_{kB}$$

$$M_{TA} = U_A\,r_A = A\,r_A\,(\varkappa_A + \mu_{rA}) = A\,r_A\,\mu_{kA}.$$

Die Triebkraftbeiwerte $\varkappa_B$ und $\varkappa_A$ können unterschiedlich sein wegen verschiedener Reifengrößen und infolge des multipaß-Effektes (Bild 7).

Das negative Vorzeichen gilt für Schlepper mit Hinterradantrieb

$$T_A = R_A = A\,\mu_{rA}$$

$$T_B = Z + R_A$$

$$Z = B\,\varkappa_B - A\,\mu_{rA} = G\,\xi$$

$$M_{TB} = U_B\,r_B = B\,r_B\left(\varkappa_B + \mu_{rB} + \frac{A}{B}\,\mu_{rA}\right)$$

$$= B\,r_B\,\mu_{kB}$$

Krick [59] hat die verschiedenen Fahrzustände eines luftbereiften Rades auf nachgiebigem Boden in einer Bodenrinne untersucht und schematisch dargestellt (Bild 4). Auf der Abszissenachse ist nach rechts der positive Schlupf, Antriebsschlupf, nach links der negative Schlupf, Bremsschlupf, aufgetragen. Auf der Ordinatenachse, die durch den Punkt mit Schlupf = 0 geht, sind die Radumfangskräfte, die sich aus den Raddrehmomenten ergeben, aufgetragen, treibend nach oben und

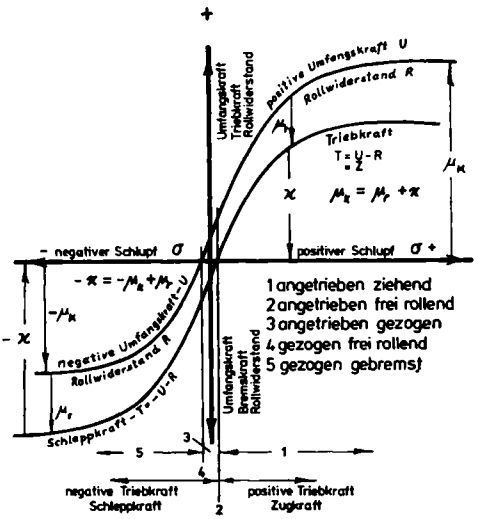


Bild 4. Fahrzustände eines Rades in nachgiebigem Boden, nach Krick [59]

bremsend nach unten. Ebenso sind die Triebkräfte und die Rollwiderstände aufgetragen. Bezieht man die zugehörigen horizontalen Kräfte auf die vertikale Radlast, so entsprechen die Kräfte den Beiwerten, die Umfangskraft dem Kraftschlußbeiwert μ_k, die Triebkraft, die am Einzelrad mit dessen Zugkraft identisch ist, dem Triebkraftbeiwert $\varkappa$. Der Abstand der beiden Kurven stellt den Rollwiderstand bzw. den Bodenverformungswiderstand und seinen Beiwert μ_r dar.

Folgende Fahrzustände sind zu erkennen:

1. Das angetriebene Rad vermag eine Zugkraft aufzubringen, die vom Antriebsschlupf abhängig ist, oder die den Antriebsschlupf beeinflußt,

$$\mu_k = \varkappa + \mu_r.$$

2. Der Punkt, bei dem die Zugkraft = 0 ist, bedeutet, daß das Rad zur Überwindung des Rollwiderstandes bei diesem Schlupf gerade noch in der Lage ist, sich selbst anzutreiben. Wenn $\varkappa = 0$, dann ist

$$\mu_k = \mu_r,$$

3. Die negative Zugkraft, eine Schleppkraft, bedeutet, daß das Rad zur Überwindung des Rollwiderstandes gezogen oder geschoben werden muß, auch wenn es noch mit einem Moment angetrieben ist. Dieser Zustand mit Schlupf = 0 zeigt, daß sowohl Umfangs-

kraft aus Antriebsmoment wie Schleppkraft zur Überwindung des Rollwiderstandes vorhanden sind:

$$\mu_k + \varkappa = \mu_r,$$

4. Ohne Antriebsmoment ist bereits ein erheblicher negativer Schlupf vorhanden, die Schleppkraft entspricht dem Rollwiderstand, der das Abrollen des Rades erschwert und den negativen Schlupf hervorruft:

$$\mu_k = 0, \quad (-)\varkappa = \mu_r.$$

Dieser Fahrzustand entspricht dem des nicht angetriebenen Schlepper-vorderrades,

5. Wird das Rad mit einem negativen Moment abgebremst, so werden Schleppkraft und negativer Schlupf noch größer:

$$-\varkappa = -(\mu_k + \mu_r).$$

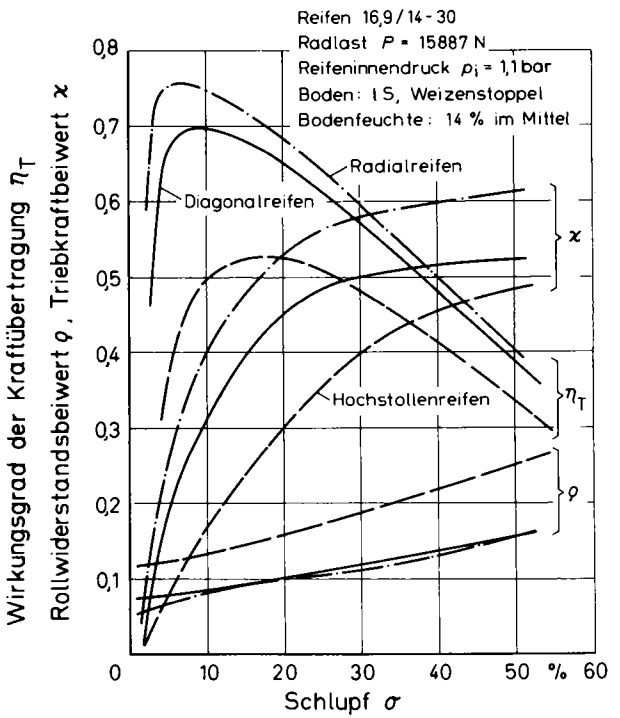


Bild 5. Kennlinienverlauf von AS-Triebreifen unterschiedlicher Bauart auf gut befahrbarem Boden in Abhängigkeit vom Schlupf, aus Steinkampf [96]

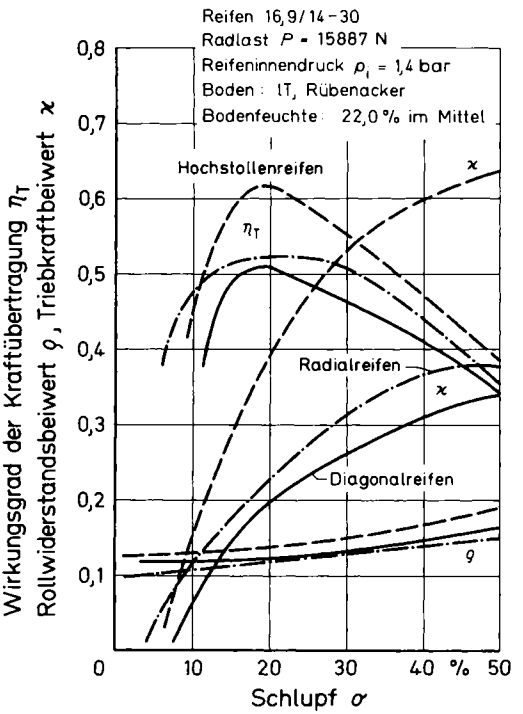


Bild 6. Kennlinienverlauf von AS-Triebreifen unterschiedlicher Bauart auf sehr nassem, schmierendem Boden in Abhängigkeit vom Schlupf, aus Steinkampf [96]

Steinkampf hat das Betriebsverhalten von AS-Reifen unter natürlichen Einsatzbedingungen mit einer Einzelrad-Meßvorrichtung untersucht [94, 95, 96] in Ergänzung der Arbeiten von Sonnen [90], Drexl [11, 12] und Krick [59, 60, 61]. In den Bildern 5 und 6 sind Ergebnisse gezeigt, die Steinkampf mit Reifen gleicher Größe, aber verschiedener Bauart erzielt hat. Der Laufwerk-Wirkungsgrad ist definiert als

$$\eta_T = \frac{Tv}{M\omega} = \frac{T}{T+R}(1-\sigma) = \frac{\varkappa}{\varkappa+\varrho}(1-\sigma).$$

Der AS-Luftreifen hat auf tragfähigem Boden im Bereich zwischen 10 bis 20% Schlupf das Maximum seines Laufwerkwirkungsgrades, weshalb er in diesem Betriebsbereich arbeiten sollte. Das Maximum an Zugkraft wird dagegen bei Schlupfwerten bis zu 50% bei der kurzfristigen Überwindung von größeren Widerständen erzielt.

Auf gut befahrbaren Böden (Bild 5) sind Radialreifen infolge ihrer größeren Latschlänge den Diagonalreifen merklich überlegen, wogegen die Hochstollenreifen hier wesentlich geringere Triebkraftbeiwerte und Wirkungsgrade infolge ihres etwa doppelt so großen Rollwiderstandsbeiwertes erbringen. Dafür läßt Bild 6 die Überlegenheit von Hochstollenreifen auf nassen, schmierenden Böden erkennen.

Der Rollwiderstandsbeiwert ϱ in Bild 5 wird mit zunehmendem Schlupf größer, was auf dem trockeneren Boden durch die stärkere Fräswirkung des Hochstollenreifens bedingt ist, die den Triebkraftbeiwert und den Laufwerk-Wirkungsgrad herabsetzt.

Das mehrmalige Überfahren einer Spur, den sog. multipaß effect, hat Holm [43, 44] in einer Bodenrinne mit nachgiebigem Boden, definiertem feinsandigem Lehm mit bestimmter Feuchtigkeit untersucht. Das erste, auf diesem Boden laufende Rad erzeugt eine Spur, wobei es den zur Verformung und Verschiebung des Bodens erforderlichen Widerstand überwinden muß. Jedes weitere, in dieser Spur nachfolgende Rad hat nur einen wesentlich geringeren Widerstand, entsprechend seiner zusätzlichen Eindrückung, zu überwinden. Eine Verschiebung des Bodens mit bulldozing effect findet dann nicht mehr statt. Die Spur ist bereits durch das erste Rad festgewalzt. Die Messungen wurden mit profillosen Reifen durchgeführt, um den Einfluß

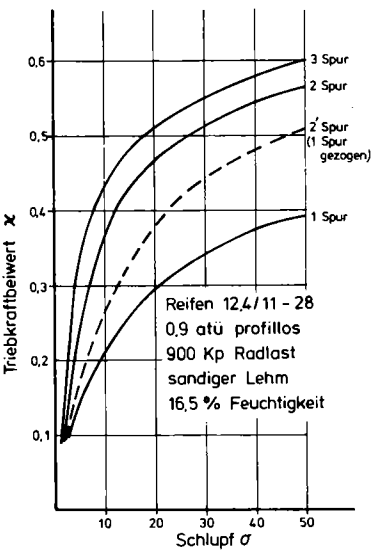


Bild 7. Triebkraftbeiwertverlauf eines angetriebenen Rades, das in der Spur eines gezogenen Rades 2′ oder eines angetriebenen ersten Rades 2 und 3 läuft, nach Holm [44]

des Profils auszuschalten. Der Rollwiderstandsbeiwert betrug beim ersten Überfahren etwa 0,2, beim zweiten Überfahren der Spur etwa 0,1, unabhängig vom Schlupf und davon, ob das Rad gezogen oder angetrieben wurde. (Demgegenüber steigt der Rollwiderstandsbeiwert profilierter Reifen mit dem Schlupf an, Bild 5 u. 6.) Das Ergebnis, Bild 7, zeigt die erhebliche Vergrößerung des Triebkraftbeiwertes des zweiten, in der Spur des ersten Rades 1 laufenden Rades 2′ (gestrichelt), Rad 1 gezogen, und des Rades 2 (ausgezogen), Rad 1 angetrieben. Für den Allradantrieb von Schleppern und anderen Geländefahrzeugen ist die Tatsache bedeutsam, daß die Triebkräfte der Vorderräder zusätzlich nutzbar gemacht werden, daß ihr Rollwiderstand nicht mehr von den Hinterrädern mit überwunden werden muß, und daß die Triebkräfte der Hinterräder infolge des Fahrens in der Spur der angetriebenen Vorderräder erheblich höher sind. Bild 8, das Untersuchungen von Sonnen entnommen ist [90], verdeutlicht diese Wirkung und den Einfluß der Größe der Vorderradreifen und der

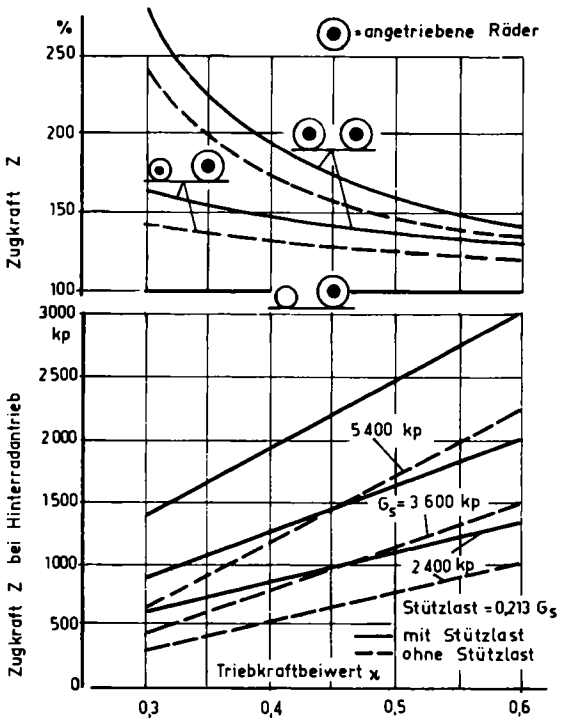


Bild 8. Vergleich der Zugfähigkeit von Schleppern mit Hinterradantrieb (unten) und Allradantrieb (oben) nach Sonnen [90]

Achslastverteilung. Die im unteren Teil des Bildes angegebenen Zugkräfte von drei verschieden schweren, hinterradangetriebenen Schleppern sind im oberen Teil mit 100% angegeben. Die Steigerung der Zugkraft durch den Allradantrieb ist besonders unter ungünstigen Bodenverhältnissen im Bereich kleiner Triebkraftbeiwerte erheblich. Die Stützlast, etwa durch einen Anbaupflug steigert die Zugkraft des hinterradangetriebenen Schleppers beträchtlich, so daß die Zugkraftsteigerung durch den Allradantrieb mit Stützlast kleiner, aber immer noch beachtlich groß ist.

Sind die lenkbaren Vorderräder angetrieben, so ziehen sie, wenn sie eingeschlagen sind, das Fahrzeug auf nachgiebigem Boden in die gewünschte Richtung, wogegen die nicht angetriebenen, eingeschlagenen Vorderräder keinen wesentlichen Lenkeffekt, dafür aber einen

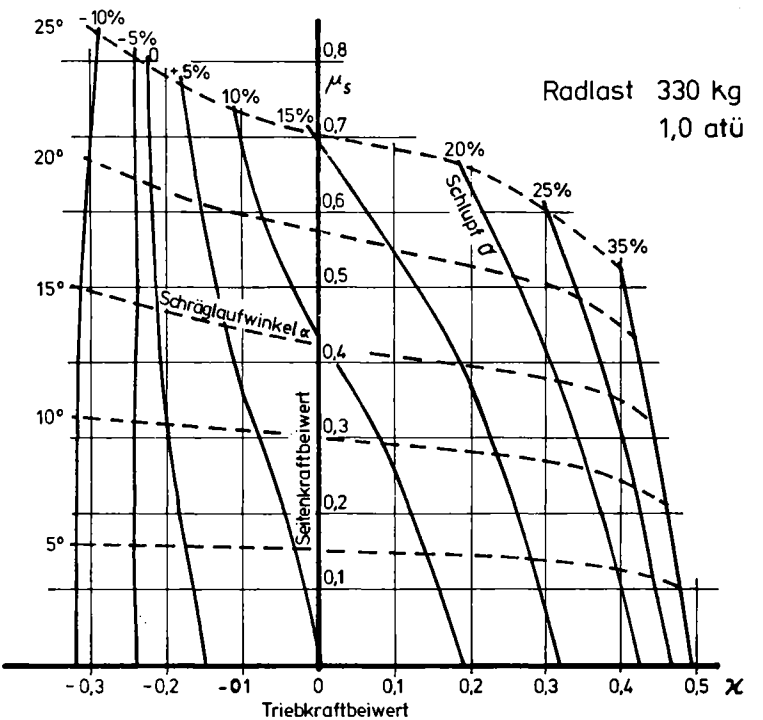
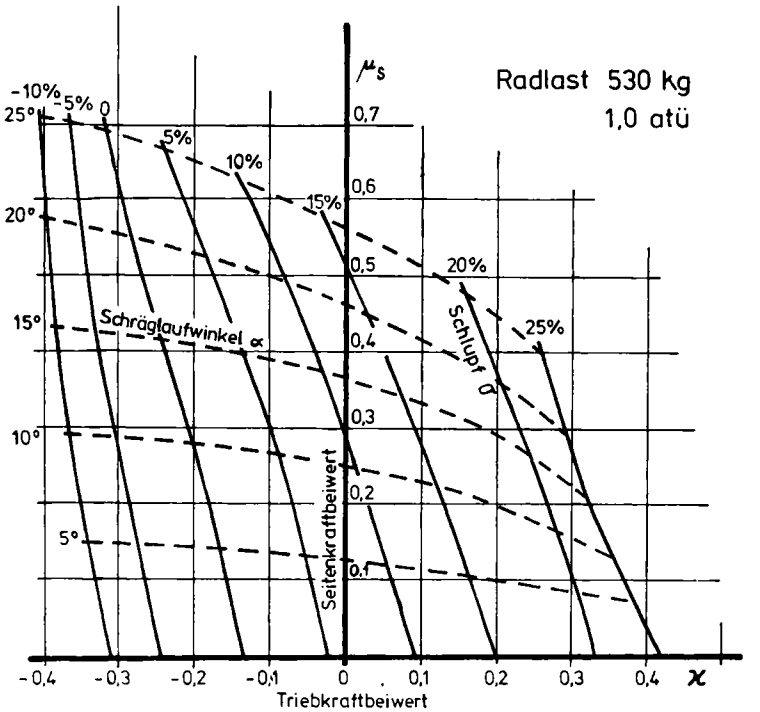


Bild 9 und 10. Reifenkennfelder nach Krick [59] mit Triebkraftbeiwert auf der Abszisse, Seitenkraftbeiwert auf der Ordinate sowie mit Längsschlupf und Schräglaufwinkel als Parametern, mit zwei verschiedenen Radlasten, Reifen 7,50 – 18 AS auf trockenem, sandigem Lehmboden



größeren Rollwiderstand infolge des vergrößerten bulldozing effects haben.

Krick hat in der beschriebenen Bodenrinne mit trockenem, sandigem Lehmboden in definiertem Zustand die vom luftbereiften Rad auf den Boden übertragenen Kräfte und Momente gemessen, wobei er das Rad auf verschiedene Schräglaufwinkel zur Erzeugung von Seitenkräften eingestellt hat [59, 60]. Die Meßergebnisse mit der Bereifung 7,50–18 AS, mit 1,0 bar Innendruck und den Radlasten 330 kg und 530 kg wurden, auf die Vertikalradlasten bezogen, in entsprechende Beiwerte umgerechnet und in Abwandlung der von Krick angegebenen Reifenkennfelder in den Bildern 9 und 10 dargestellt:

Rechts von der Ordinatenachse als Diagramm des positiven Triebkraftbeiwertes, also im Bereich der Zugkraft,
Links von der Ordinatenachse als Diagramm des negativen Triebkraftbeiwertes, also im Bereich der Schleppkraft,
Nach oben als Diagramm des Seitenkraftbeiwertes.
Der Längsschlupf, positiv oder negativ, in % und der Seitenschlupf als Schräglaufwinkel α in ° sind als Parameter gezeichnet.

Bei Vergleich der Bilder 9 und 10 erkennt man folgende Tendenzen:

Geradeausfahrt $\alpha = 0°$.

Im Antriebsbereich mit positivem Längsschlupf: Der Triebkraftbeiwert, d. h. die nutzbare Zugkraft, steigt mit zunehmendem Längsschlupf an, siehe Bild 5, 6.

Mit zunehmender Radlast, Bild 10 gegenüber Bild 9, wird aber der Triebkraftbeiwert kleiner, d. h. es steigt die Zugkraft bei gleichem Längsschlupf auf einem so nachgiebigen Boden nicht proportional mit der Radlast wegen der größeren Einsinkung und des größeren Fahrwiderstandes an.

Im Bereich des nicht angetriebenen, geschleppten oder geschobenen *Rades* mit negativem Längsschlupf: Der negative Triebkraftbeiwert, d. h. die erforderliche Schleppkraft, steigt infolge des zunehmenden bulldozing effects, infolge des größer werdenden Widerstandes, mit zunehmendem negativen Längsschlupf an.

Mit zunehmender Radlast, Bild 10 gegenüber Bild 9, bleibt der negative Triebkraftbeiwert konstant, d. h. nimmt die erforderliche Schleppkraft proportional zu. Dies gilt sicher nur in dem gemessenen Bereich der vertikalen Radkräfte, d. h. für verhältnismäßig kleine Erhöhungen der Radlast. Mit wesentlich erhöhter Radlast wird das Rad tiefer einsinken, was den Widerstand und den negativen Triebkraftbeiwert sicher vergrößern wird.

Mit Schräglaufwinkel, z. B. $\alpha = 15°$.

Im Antriebsbereich mit positivem Längsschlupf: Der Triebkraftbeiwert, d. h. die Zugkraft, steigt mit zunehmendem Längsschlupf erheblich weniger an als mit $\alpha = 0$.

Bild 9:

Für	$\alpha = 0$	$\sigma = 10\%$	$\sigma = 25\%$
	ist	$\varkappa = 0{,}18$	$\varkappa = 0{,}46$
Für	$\alpha = 15°$	$\sigma = 10\%$	$\sigma = 25\%$
	ist	$\varkappa = 0{,}01$	$\varkappa = 0{,}38$

Bild 10: Mit zunehmender Radlast wird der Triebkraftbeiwert kleiner mit zunehmendem Schlupf

Für	$\alpha = 0$	$\sigma = 10\%$	$\sigma = 25\%$
	ist	$\varkappa = 0{,}09$	$\varkappa = 0{,}33$
Für	$\alpha = 15°$	$\sigma = 10\%$	$\sigma = 25\%$
	ist	$\varkappa = -0{,}03$	$\varkappa = 0{,}24$

Das stärker belastete, schräg gestellte Rad fräst sich mit zunehmendem Schlupf tiefer ein.

Im Bereich des nicht angetriebenen, geschleppten oder geschobenen *Rades* mit negativem Schlupf:

Der negative Triebkraftbeiwert, d. h. die erforderliche Schleppkraft, steigt wiederum mit zunehmendem negativem Schlupf an. Mit niedriger Radlast (Bild 9, links) wirkt sich eine Vergrößerung des Schräglaufwinkels nicht auf die Schleppkraft aus.

Mit zunehmender Radlast (Bild 10, links) wirkt sich eine Vergrößerung des Schräglaufwinkels auch nur verhältnismäßig wenig aus, weil der bulldozing effect des nicht angetriebenen Rades auf diesem nachgiebigem Boden für die Schleppkraft ausschlaggebend ist.

4 Schlepperarten, Gewichtsverteilung

Berichtigungen zum ATH, Bd. 2, S. 1041.

In den Formeln, die nur für eine horizontal wirksame Zugkraft Z gelten, muß das Glied mit der Stützlast C, die nicht im Gewicht G enthalten ist, gestrichen werden:

$$B = \frac{G\,(e + f_A) + Zh}{a + f_A + f_B}$$

$$\Delta G = \frac{G(e + f_A) + Zh}{a + f_A + f_B}$$

$$\Delta G = Z\frac{h}{a} + R\frac{r}{a} \qquad (17)$$

Seite 1042 vor Formel (20) und
Seite 1043 vor Formel (21) ist zu streichen:
Mit Gleichung (17) wird die Stützlast C.

Die auf S. 1043 angegebene Formel für die zum sicheren Lenken erforderliche Mindest- Vorderachslast A_{min} ist überholt. Die Tragfähigkeit des Schleppers ist mit Rücksicht auf die erforderliche Lenksicherheit begrenzt, wie man aus dem Momentenansatz um den Aufstandspunkt der Hinterachse erkennt (Bild 11).

Aus der Erfahrung der Schlepperindustrie wurde von Hüneke [79] folgende Formel aufgestellt:

Stabilitätsmoment = Gerätemoment mal Lenkstabilitätsfaktor k

$$A_{min} \cdot a = G_G\, m\, k$$

k = 1,5 bei kurzen Anbaugeräten,
1,7 bei langen Anbau- und Aufsattelgeräten,
2 bei Einachsanhängern mit Stützlast.

Der Wert für die zum sicheren Lenken erforderliche Vorderachslast, $A_{min} = \frac{G_G m k}{a}$, muß gegebenenfalls durch Anbringen von Frontballast F in einem Abstand f vor der Vorderachse hergestellt werden, um die statische Vorderachslast ohne Anbaugerät A_0 auf diesen Mindestwert mit Anbaugerät zu erhöhen.

$$F\,(a + f) = (A_{min} - A_0)\,a$$

$$F = \frac{(A_{min} - A_0)\,a}{a + f} = \frac{G_G m k}{a + f} - A_0 \frac{a}{a + f}.$$

Es wäre wünschenswert, daß die Betriebsanleitungen der Schlepper eine Tabelle für den erforderlichen Frontballast F in Beziehung zum

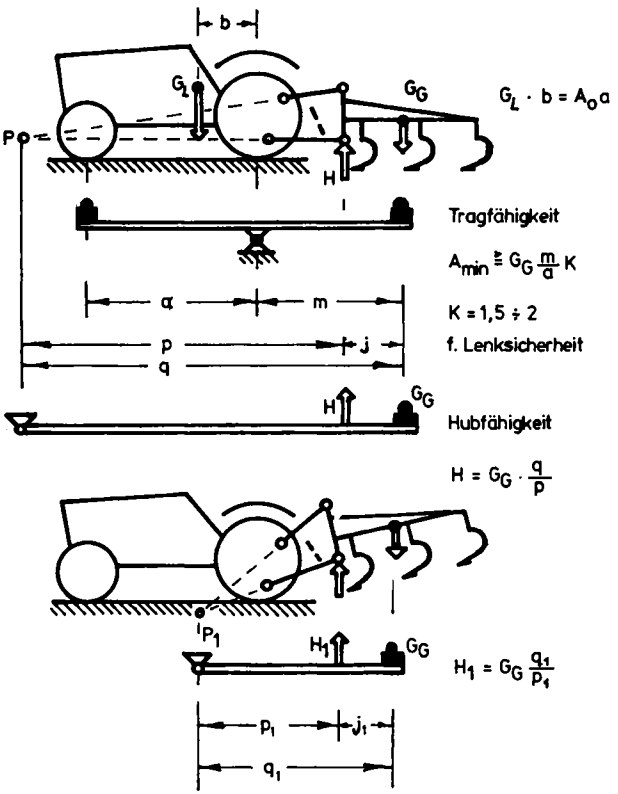
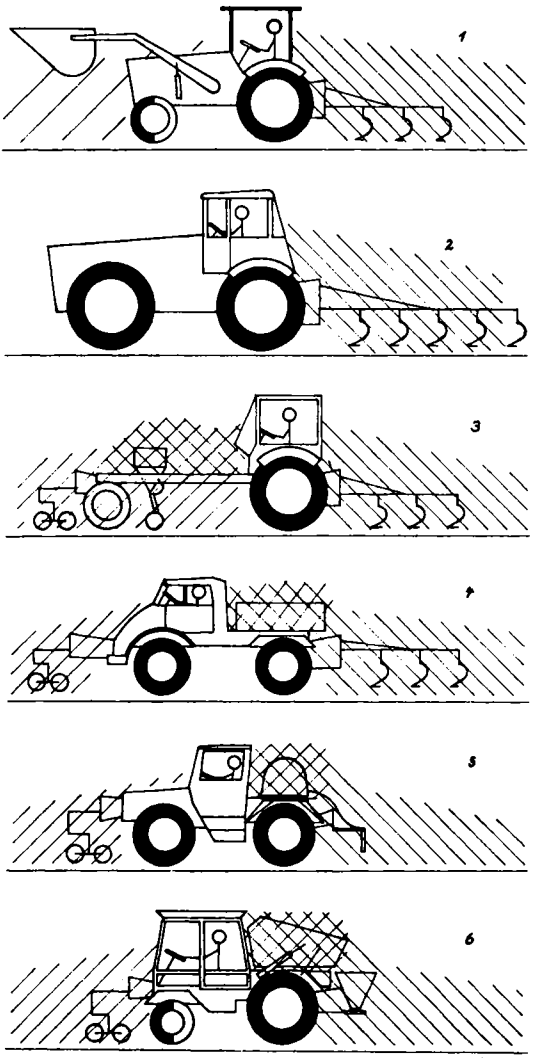


Bild 11. Tragfähigkeit und Hubfähigkeit des Schleppers mit dem Dreipunktanbau



1 Standardschlepper
2 frontlastiger Großschlepper Hecksitzschlepper
3 Geräteträger
4 und 6 Frontsitzschlepper
5 Mittelsitzschlepper

Bild 12. Schlepperarten, unterschieden nach Arbeitsräumen und Zugfähigkeit (angetriebene Räder schwarz, wahlweise angetriebene Räder schwarzweiß)

Gerätegewicht G_G und dessen Schwerpunktsabstand m von der Hinterachse enthalten.

Da sich aus dem konstanten, schlepperbedingten horizontalen Abstand der Unterlenker-Anbaupunkte von der Hinterachse und dem veränderlichen, gerätbedingten Geräte-Schwerpunktsabstand j von der Gerätetragachse zusammensetzt, (Bild 11), ist es zweckmäßig, in der für den Benutzer bestimmten Tabelle nur diesen zusammen mit dem Gerätegewicht anzugeben.

Entsprechend der Achslastverteilung beträgt:

Bei Standardschleppern mit Hinterachsantrieb:

$A_0 = 0{,}35\ G$ bis $0{,}4\ G$,

Bei allradgetriebenen Schleppern mit kleinen Vorderrädern, großen Hinterrädern:

$A_0 = 0{,}4\ G$ bis $0{,}45\ G$,

Bei allradgetriebenen Schleppern mit gleichgroßen Rädern:

$A_0 = 0{,}5\ G$,

Bis zu stark frontlastigen Schleppern:

$A_0 = 0{,}65\ G$.

Mit zunehmender Schlepperleistung steigen Länge und Schwerpunkts-Abstand m der zugehörigen Geräte stärker an als der Radstand. Dies ist ein Grund dafür, die notwendige große Vorderachslast A_{min} leistungsstarker Schlepper für den Antrieb nutzbar zu machen. Deshalb werden leistungsstarke Schlepper vorwiegend mit Allradantrieb gebaut.

Bei gegebener Zugkraft Z und gegebenem Rollwiderstand R ergibt sich folgender Vergleich der Triebachsdrehmomente bei Hinterradantrieb M_{TBh} und bei Allradantrieb: M_{TAa} und M_{TBa}.

Zunächst sind die Betriebsachslasten festzustellen:

$$A = A_0 - \Delta G \qquad B = B_0 + \Delta G \qquad A + B = G,$$

Hinterradantrieb:

$$M_{TBh} = r_B\,(Z + R),$$

Allradantrieb:

Die Drehmomente verteilen sich auf die Achsen etwa wie das Gewicht:

$$M_{TBa} = r_B \frac{B}{G}\,(Z + R),$$

$$M_{TAa} = r_A \frac{A}{G} (Z + R),$$

$$M_{TBh} = \frac{r_B (Z + R)}{r_B B \dfrac{Z + R}{G}} \cdot M_{TBa} = \frac{G}{B} M_{TBa}.$$

Da G/B etwa 1,25 bis 1,4 ist, vermindert sich daher bei gegebener Zugkraft Z das Drehmoment an der Triebachse hinten um etwa 25% bis 40%, wenn der Vorderradantrieb zusätzlich wirksam ist.

Schlepperarten (ATH, Bd. 2, S. 1040, Bild 14):

Der Einachsschlepper 1) hat sich weiter zum vielseitigen Motorgerät mit auswechselbaren Werkzeugen, aber auch zum Einzweck-Motorgerät mit konstruktiv integriertem Gerät wie Motormäher, Motorhacke, Motorsprühgerät mit Tank u. a. m. entwickelt.

Der Zweiachsschlepper 4) hat sich im Bereich kleiner Leistungen ebenfalls zunehmend zur Einzweckmaschine, z. B. als Motormäher, Kehrmaschine u. a. m. entwickelt, sonst aber als Vielzweckmaschine den Einachsschlepper weitgehend verdrängt, weil der Bedienungsmann auf ihm fahren kann und nicht bei der Arbeit gehen muß.

Die Kombinationen des vielseitig nutzbaren landwirtschaftlichen Zweiachsschleppers mittlerer und großer Leistung mit entsprechenden Geräten und Maschinen (s. Kap. 8) lassen es zweifelhaft erscheinen, ob sich Einzweckmaschinen für kurze Nutzungsdauer auf der Grundlage des Zweiachsschleppers, z. B. selbstfahrende Maishäcksler, wirtschaftlich durchsetzen werden. Wo Einzweckmaschinen, wie z. B. Baumaschinen, Lader, jedoch ständig für den speziellen Einsatz ausreichend genutzt werden können, wurden sie weitgehend mit Bauelementen von Schleppern entwickelt.

Die Vielseitigkeit des *Zweiachsschleppers* hat Bauarten entstehen lassen, deren Fahrerplatz-Anordnung durch die Sicht auf die Geräte und die Arbeitsräume bestimmt ist. So sind Front- und Mittelsitz-Schlepper entstanden, Bild 12, siehe Kapitel 6.

Wie Bild 13 in den Streubereichen erkennen läßt, nimmt das auf die Motorleistung bezogene Schlepper-Leergewicht mit steigender Leistung erheblich ab, von etwa 70 kg/kW auf etwa 50 kg/kW. Der Radstand a vergrößert sich nicht proportional mit steigendem Gewicht bzw. mit steigender Leistung. Der Schwerpunktsabstand b von der Hinterachse vergrößert sich ebenfalls nicht proportional mit zunehmendem Gewicht.

Die Bedeutung des Allrad-Antriebes nimmt mit steigender Leistung wesentlich zu. Da angetriebene Vorderräder mit Reifen großen Durch-

messers den Lenkeinschlagswinkel erheblich vermindern, begnügt man sich vorn meist mit Reifen kleinererTragfähigkeit und kleineren Durchmessers, aber mit möglichst gleicher Breite wie der der Hinterrad-

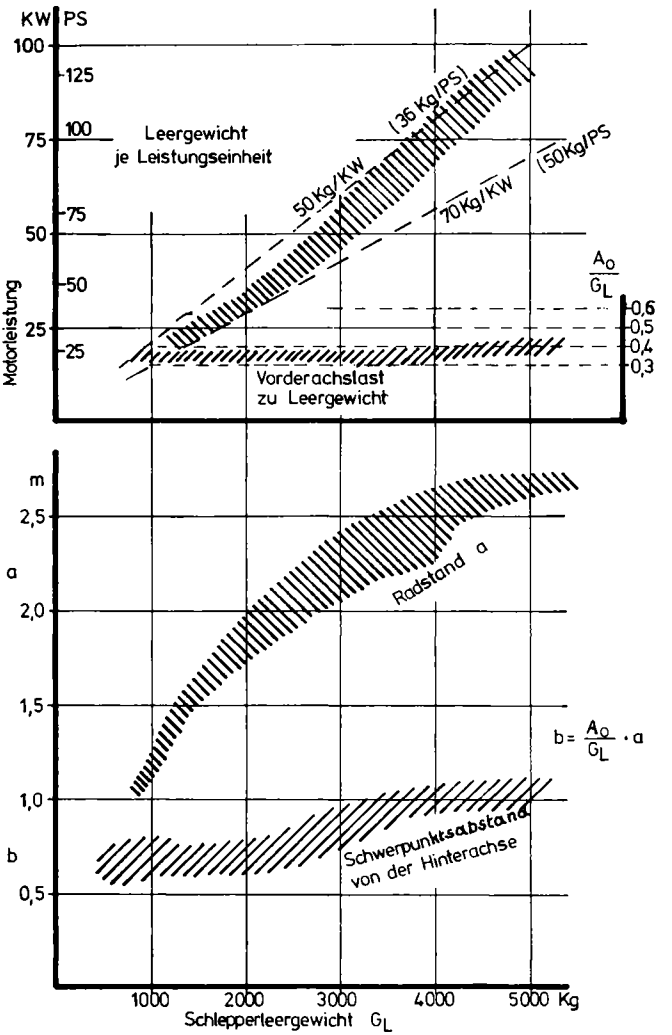


Bild 13. Leergewicht je Leistungseinheit, Gewichtsverteilung, Radstand und Schwerpunktslage von Standardschleppern in Abhängigkeit von ihrem Leergewicht

reifen, wegen des multipaß effects. Daraus ergibt sich eine Gewichtsverteilung entsprechend etwa $A_0 = 0{,}4\ G_L$ (Bild 13).

Wenn leistungsstarke Großschlepper hinten angebaute schwere Geräte tragen sollen, so müssen die Vorderräder genügend tragfähig sein, um die für ausreichende Lenkstabilität notwendige Vorderachslast tragen zu können (Bild 12.2). Es ist dann notwendig, die der Gewichtsbelastung entsprechend großen und teueren Ackerschlepperreifen der Vorderräder zur Kraftübertragung mit heranzuziehen. Die Drehmomente, die sich aus den großen Leistungen ergeben, können wegen der begrenzten Größe und Breite der AS-Reifen nicht mehr allein von der Hinterachse, sondern nur noch mit allen 4 Rädern auf den Ackerboden übertragen werden [85, 88].

Die erforderliche Wendigkeit dieser vorderlastigen Großschlepper mit gleich großen Triebrädern vorne und hinten läßt sich durch die hydraulische Lenkung aller Räder erzielen.

Mit dieser Konzeption sind Großschlepper von 110 kW (150 PS) bis 200 kW (270 PS) in den letzten Jahren neu auf dem Markt erschienen (Bild 14, 19).

Da Größe und Tragfähigkeit der Ackerschlepperreifen begrenzt sind, werden die Großschlepper z. T. mit Zwillingsreifen ausgerüstet,

Bild 14. Großschlepper mit Allradantrieb und hydraulischer Allradlenkung (Werkbild Schlüter)

die einen genügend großen Abstand von einander haben, um losen Boden in dem Zwischenraum durchfließen zu lassen (Bild 14).

Frontlastige Allradantriebsschlepper mit großen Reifen vorne und hinten erhalten durch die Knicklenkung eine große Wendigkeit. Diese Lenkung ist meist hydrostatisch betätigt. In der Landwirtschaft sind Großschlepper mit Knicklenkung jedoch nicht einsatzfähig, weil ein entsprechend langer und schwerer vielschariger Anbau- oder Aufsattelpflug die Schlepperhinterachse in ihrer Richtung so festhält, daß der Schlepper sich nicht einwandfrei lenken läßt. Wechselnde Achsbelastungen, z. B. im Forsteinsatz bei der Langholzbringung, haben unterschiedliche Lenkwirkungen zur Folge, auf die sich der Fahrer einstellen muß.

Bei allradangetriebenen Schleppern kann durch hydrostatischen Einzelantrieb der Vorderräder mit einer Verstellpumpe, die sich selbsttätig dem Ölstrombedarf anpaßt, die Verspannung der Triebachsen gegeneinander vermieden werden (s. Abschn. „Schlepperhydraulik").

Berichtigung zu ATH, Bd. 2:

Seite 1047, 2. Zeile, statt $\varkappa$ muß es heißen $\mu_k = 34\%$,

Seite 1047, 28. Zeile muß es anstatt bei voreilender Hinterachse heißen „bei nacheilender Hinterachse".

41 Schleppertriebwerke

411 Fahrgetriebe

Die Höchstgeschwindigkeit der Radschlepper, bis zu der die STVZO eine Anzahl von Erleichterungen zugesteht, ist infolge internationaler Vereinbarungen auf 25 km/h erhöht worden [92, 93].

Im Schleppergetriebe ist der Bereich der Arbeitsgeschwindigkeiten durch eine Anzahl von sinnvoll abgestuften Gängen unterteilt. Gewöhnlich wird einem 4- oder 6-gängigen Wechselgetriebe ein Gruppengetriebe nachgeordnet, das je eine Gruppe für die normalen Gänge, für die Ackerarbeit, für die Rückwärtsfahrt (Bild 15) und auf Wunsch bei Bedarf noch Kriechgänge unter 1,5 km/h enthält, z. B. zum Pflanzensetzen.

Dem Wunsch nach stufenloser Geschwindigkeitsverstellung, oder wenigstens nach leichter Schaltung, möglichst unter Last, steht die durch harten Wettbewerb erzwungene Notwendigkeit gegenüber, Schleppertriebwerke in großer Serie billig herzustellen. Die verschiedenen Lösungen sind sehr eingehend im Schrifttum, insbesondere von Renius [25, 63, 74–76] behandelt.

Trotz der Bestrebungen, unter Last schaltbare Planetengetriebe in verschiedenen Varianten, auch mit Freiläufen, zu verwenden, oder Lamellen-Kupplungen wenigstens für paarweise unter Last zu schal-

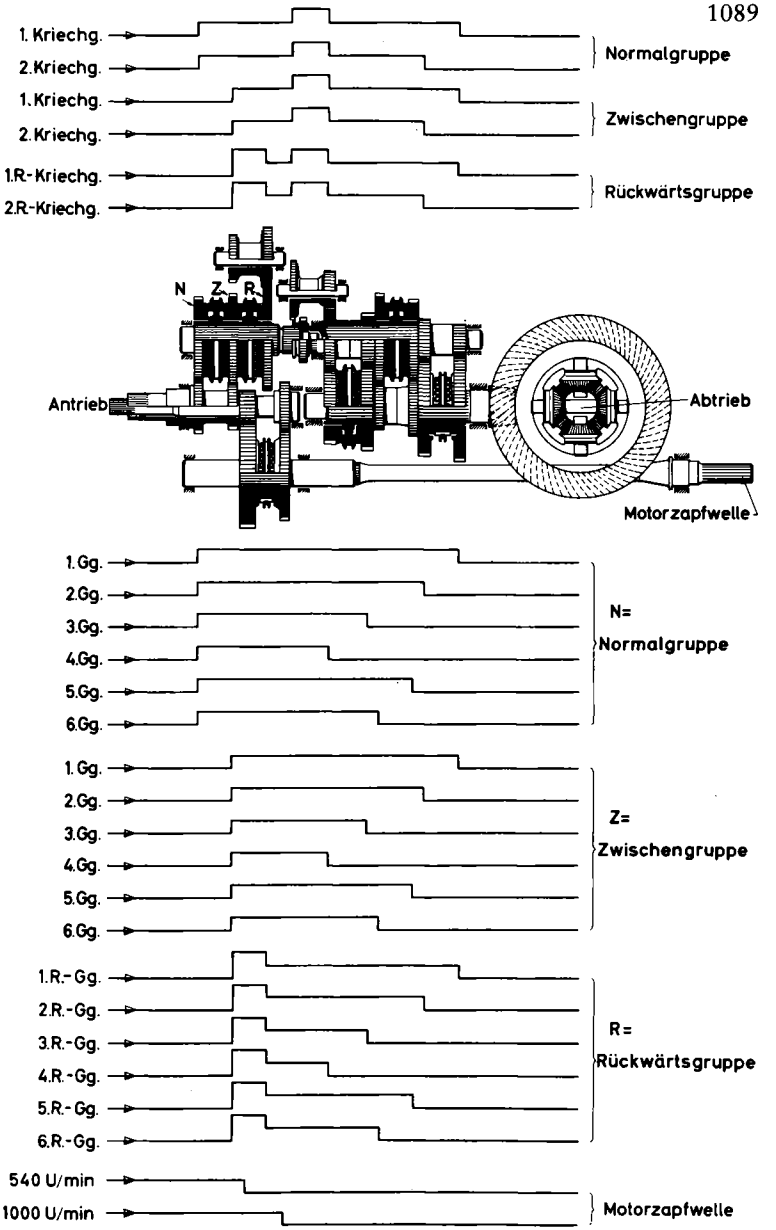


Bild 15. Getriebeschema eines Schleppertriebwerks mit 6-Gang-Wechselgetriebe und Gruppengetrieben für Normalgänge, Ackergänge, Rückwärtsgänge, Kriechgänge, mit zwei Zapfwellendrehzahlen, (Werkbild ZF)

tende Gänge im Getriebe unterzubringen, herrschen aus Kostengründen Schleppertriebwerke mit Stirnrädern und in 2-Wellen-Grundbauart vor. Zur Erleichterung der Schaltung werden in den häufig zu schaltenden Gängen einschließlich der Rückwärtsgänge zunehmend Synchronisierungsschaltmuffen verwendet. 4 oder 6 Rückwärtsgänge gestatten es, den Schlepper als Zwei-Wege-Arbeitsmaschine in beiden Richtungen auf dem Felde zu betreiben (s. Abschn. 7 u. 8).

Hydrodynamische Kupplungen (Föttinger) haben sich in Schleppern mittlerer bis großer Leistung bewährt. Die Reibungskupplungen werden geschont und man kann ohne Betätigung des Kupplungspedals weich anfahren.

Kombinationen von hydrodynamischen Wandlern mit Planetengetrieben sind in Erdbewegungsmaschinen wegen der selbsttätigen Anpassung des Abtriebsdrehmoments und der Arbeitsgeschwindigkeit an die Last sehr zweckmäßig. In Ackerschleppern aber sind sie ungeeignet, weil diese unabhängig von der konstant zu haltenden jeweiligen Arbeitsgeschwindigkeit und unabhängig von der jeweiligen Last eine konstante Drehzahl an der Zapfwelle für anzutreibende Maschinen bereitstellen müssen.

Hydrostatische Getriebe dringen in Gleiskettenschlepper wegen der stufenlosen Verstellung der Arbeitsgeschwindigkeit, besonders aber wegen der Möglichkeit zunehmend ein, die beiden Ketten oder Raupenbänder zum Lenken mit verschiedenen Drehzahlen über je eine Hydro-Verstellpumpe und einen Konstant-Motor für jede Seite anzutreiben. Ein Beispiel hierfür sind Schneeraupen zur Bearbeitung von Skipisten.

Wegen der stufenlosen Verstellung der Arbeitsgeschwindigkeit und damit der momentanen Durchsatzmenge sowie wegen des Zeitgewinnes beim Umfahren von Feldecken mit stufenlosem Übergang von einer Fahrtrichtung in die andere haben sich hydrostatische Kompaktgetriebe, in denen die Verstellpumpe direkt mit dem Ölmotor in einem Gehäuse zusammengebaut ist, in selbstfahrenden Mähdreschern großer Leistung weitgehend durchgesetzt. Für die beiden Geschwindigkeitsbereiche Arbeits- und Straßenfahrt wird ein 2-Gang-Schaltgetriebe vorgesehen (s. auch Abschn. Schlepperhydraulik).

Trotz jahrzehntelanger kostspieliger Bemühungen, stufenlos verstellbare hydrostatische Getriebe auch in Ackerschleppern zu verwenden, ist es bisher wegen ihrer hohen Herstellungskosten nicht gelungen, auf dem Markt einen Durchbruch zu erzielen.

412 Anzapfgetriebe

Da sich Leistungen über 30 kW wegen der großen Drehmomente nicht mehr mit 540 U/min durch übliche Gelenkwellen übertragen lassen,

ist zur bisherigen Normzapfwellendrehzahl von 540 U/min eine zweite von 1000 U/min hinzugekommen.

Nach DIN darf der Schlepperfahrer eine dieser beiden einschalten, sofern die unbeabsichtigte Einschaltung der Drehzahl 1000 U/min durch eine Sperrvorrichtung verhindert ist. Diese in der BRD bewährte Lösung hat sich noch nicht weltweit durchgesetzt, weil man in USA wegen einer etwaigen Unfallgefahr jeder Drehzahl ein besonderes unverwechselbares Profil am Zapfwellenstummel zuordnet.

Da der Schleppermotor bei Zapfwellenarbeiten wie ein Stationärmotor mit hoher Dauerlast gefahren wird, soll er hierbei nur mit einer Drehzahl von etwa 80% seiner Nenndrehzahl unter Verzicht auf höchste Leistung betrieben werden. Dieser herabgesetzten Drehzahl sind die Zapfwellen-Normdrehzahlen 540 und 1000 U/min zweckmäßig zuzuordnen.

Für den Antrieb von Maschinen wie Seilwinden, Erntemaschinen, die vorn am Schlepper angebaut werden, gewinnt eine vordere fahrunabhängige Motorzapfwelle zunehmend an Bedeutung. Bei seitlichem Nebenabtrieb vom Getriebe wird die Antriebswelle für die vordere Zapfwelle nach vorne verlängert, wie beim UNIMOG. Neuerdings zapft man den Motor direkt vorne an, indem man eine zweite, fahrunabhängige Reibungskupplung am vorderen Motorkurbelwellenende anordnet, durch die der vorn befindliche Zapfwellenstummel über ein Untersetzungsgetriebe angetrieben wird (FENDT, Klöckner-Humboldt-Deutz AG.).

Der mechanische Mähwerksantrieb, d. h. ein vor der Hinterachse unter dem Schlepper verfügbarer Zapfwellenstummel, ist bereits an vielen Schleppertriebwerken verschwunden. Im Bedarfsfall kann das Seitenmähwerk durch einen von der Hydraulik-Pumpe des Schleppers gespeisten Ölmotor räumlich unabhängig angetrieben werden. Die Bedeutung einer „hydraulischen Zapfwelle", d. h. einer hydraulischen Steckdose für Zu- und Rücklauf des Kreislauföles von Ölmotoren bis zu etwa 15 kW, für den Einzelantrieb von Maschinen vor, neben, auf und hinter dem Schlepper nimmt zu (s. Abschn. Schlepperhydraulik).

Berichtigung zu ATH, Bd. 2: S. 1063, Z. 9–11 v. o. müssen lauten:

Die durch die äußere und innere Kette zu übertragende Leistung ist

$$N_{Ta} = \frac{N_R}{2}\frac{V_a}{V} + N_{wa} = +166\ \text{PS},$$

$$N_{Ti} = \frac{N_R}{2}\frac{V_i}{V} + N_{wi} = -87\ \text{PS}.$$

Bei der Aufstellung der Leistungen, S. 1063, (Bild 40) wurde die Verlustleistung des Getriebes wegen besserer Übersichtlichkeit nicht berücksichtigt.

Da die Verlustleistung, insbesondere beim hydrostatischen Einzelantrieb der Triebräder erheblich ist und die Blindleistung entsprechend aufzehrt, ist sie bei einer Leistungsbilanz in Ansatz zu bringen. Dies ist auch bei der Dimensionierung der Motoren für den Einzelantrieb der Triebräder zu beachten.

Hohe Lenkbremsverluste entstehen, solange mit rutschendem Lenkorgan (Bremse oder Kupplung) gefahren wird. Hat das Lenkorgan keinen Schlupf mehr, so ist eine feste Lenkübersetzung gegeben und es entstehen keine Lenkbremsverluste mehr.

5 Schlepperlaufwerke

51 Vorderachse, Laufachse

Schlepper und Arbeitsmaschinen mit hoher Belastung der Lenkachsen werden zunehmend mit hydrostatischen Lenkungen ohne mechanische Verbindung vom Lenkrad zu den gelenkten Rädern ausgerüstet.

Die Hydrostatische Allradlenkung ergibt infolge ihrer einfachen Umschaltung vier verschiedene Lenkungsarten (s. ATH, Bd. 2, S. 1134, Bild 21):

Vorderradlenkung für die schnelle Straßenfahrt,
Hinterradlenkung für die Arbeit mit geschobenen Geräten,
Allradlenkung zur Erzielung kleiner Wenderadien und
gleichsinnige Allradlenkung, Hundegang zum Ausgleich von Hangabdrift.

Es ist vorauszusehen, daß die hydrostatische Allradlenkung bei Großschleppern mit groß bereiften Vorderrädern an Bedeutung gewinnen wird (Bild 19).

52 Bereifung, Spurweite

Mit Zunahme der Schlepperleistung und des Schleppergewichtes sind die Reifen tragfähiger und damit größer und breiter geworden, breitere Felgen werden verwendet.

Aus den in der DIN 9674 für die drei Schlepperleistungs-Kategorien angegebenen Freiräumen und lichten Weiten zwischen den Hinterradreifen ergeben sich die Spurweiten entsprechend den Reifenbreiten. Danach ist für starke Schlepper mindestens eine größere Spurweite als 1500 mm, etwa 1800 mm erforderlich. Andererseits muß die Spurweite des Schleppers auf die nach pflanzenbaulichen Gesichtspunkten zweckmäßigen Pflanzenreihenabstände abgestimmt sein, woraus sich für Aussaat-, Pflege- und Erntegeräte und -Maschinen Konsequenzen ergeben [24, 38, 84]. Es bedingen:

4 Reihen zwischen den Rädern	4-, 6- und 8reihige Geräte,
3 Reihen zwischen den Rädern	3-, 5-, 7- und 9reihige Geräte,
2 Reihen zwischen den Geräten	2-, 4-, 6- und 8reihige Geräte.

53 Raupenlaufwerk

Zur Bearbeitung von Skipisten in verschneiten Hanglagen sowie zur Beförderung von Material und Personen auf verschneiten Wegen sind spezielle Raupenfahrzeuge entwickelt worden. Um das geringe Gewicht des leicht gebauten Fahrzeuges auf dem Schnee abzustützen, verwendet man breite, längsgeteilte Gummilaufbänder mit aufgeschraubten Leichtmetall-Quergreifern, in die die aus Kunststoff hergestellten Triebzahnräder eingreifen und an deren Längsstegen sich die in der mittleren Spur laufenden, luftbereiften und einzeln gefederten Laufräder seitlich abstützen.

Durch die in der Mitte offenen Laufbänder kann etwa nach innen eingedrungener Schnee herausfallen, ohne fest gepreßt zu werden. Infolge des sehr geringen spezifischen Bodendruckes von etwa nur 0,4 N/cm² (0,04 kp/cm²) entsteht mit den Greifern eine Verzahnung zwischen dem Laufband und dem mehr oder weniger fest gepreßten Schnee mit Kraftschlußbeiwerten von über 1,2. Die Steigfähigkeit dieser Schneeraupen ist praktisch nur durch die Scherfestigkeit der Schneeunterlage und deren Haftung an darunter liegenden Schnee- oder Bodenschichten begrenzt.

6 Schlepperbauweise, Arbeitsräume, Systemschlepper

Die Bauart des *Standardschleppers* mit ungefederter Hinterachse und mit einem zu einem Block zusammengebauten, tragenden Gehäusekörper kann man auch als *Hecksitzschlepper* bezeichnen, auf dem der Fahrer hinter dem vorne angeordneten Motor soweit hinten sitzt, daß er die in dem Hauptarbeitsraum hinter dem Schlepper arbeitenden gezogenen Geräte und Maschinen überblicken und handhaben kann (Bild 12.1,2). Der hydraulisch betätigte Dreipunktanbau ist heute an allen Schleppern Bestandteil des Hecks. Gezogene Geräte mit einem Anspruch auf große Zugkraft, wie der Pflug, können nur im Heckarbeitsraum arbeiten. Den Arbeitsraum vorne vor den Vorderrädern kann der Fahrer nur schlecht übersehen, weil der Motor seine Sicht behindert. Man kann den Frontarbeitsraum mit einem Frontlader ausnutzen, dessen Nutzlast durch die geringe Tragfähigkeit der Vorderachse eingeschränkt ist.

Der Radlader als Einzweck-Baumaschine kehrt die Arbeitsrichtung und den Fahrer um, der nun mit guter Sicht vorn sitzt. Die Hinterrad-

lenkung ist für den geschobenen Lader günstig, und die große Tragfähigkeit der jetzt vorn befindlichen Triebachse wird gut ausgenutzt.

Neuerdings wird der Standardschlepper für den Anbau geschobener Geräte auch vorn mit Dreipunktanbau, hydraulischem Kraftheber und Zapfwelle ausgerüstet für die Erledigung von Arbeiten im Frontarbeitsraum, die nicht genau überwacht werden müssen, wie z. B. Heuschwaden ziehen, Saatbett vorbereiten.

Der Standardschlepper, ohne und mit Allradantrieb, bildet die Grundausführung im Schlepperbau. Seine Variante mit hochgezogener „Wespentaille", der Tragschlepper, der zum Unterbau von Geräten zwischen den Achsen geeignet war, ist durch den Geräteträger wegen der vielfältigeren Anbaumöglichkeiten und der besseren Sicht auf die Zwischenachsgeräte und Frontgeräte verdrängt worden. Der FENDT-*Geräteträger* hat einen Hauptarbeitsraum zwischen den Achsen, (Bild 12.3 und 16), in dem der Fahrer die in seinem Blickfeld in oder zwischen Pflanzenreihen laufenden Aussaat- oder Pflegegeräte gleichsinnig mit den Vorderrädern steuern kann. Eine zweite Person, die bei Heckgeräten zum Feinsteuern in Reihenkulturen oft noch erforderlich ist, wird dadurch entbehrlich. Sein besonderes Anwendungsgebiet ist der Hackfrucht- und Feldgemüsebau. Mit einem Dreipunktanbau vorn, mit Kraftheber vorn und mit einer vorderen Zapfwelle ist der gut

Bild 16. FENDT-Geräteträger mit 6 m breiten Frontkrümler 12-reihigem Einzelkornsägegerät und Bandspritzeinrichtung (Werkbild Fendt)

zu übersehende Frontarbeitsraum vollwertig ausnutzbar (Bild 16). Die Sicht nach vorn und in den Zwischenachsraum konnte durch Verwendung von Unterflurmotoren erheblich verbessert werden. Dennoch ist diese Sicht begrenzt, wenn Vorratsbehälter für auszubringendes oder einzubringendes Gut vor dem hinter ihnen sitzenden Fahrer mitgenommen werden. In Bezug auf den Arbeitsraum hinter der Hinterachse unterscheiden sich Geräteträger nicht von Standardschleppern, für die dies der Hauptarbeitsraum ist.

Der Arbeitsraum vorn vor dem Schlepper liegt für den Fahrer eines *Frontsitzschleppers* besonders günstig unmittelbar in seinem Sichtbereich (Bild 12.4,6). Bild 17, 20. Er hat vollwertige Arbeitsräume vor dem Fahrzeug, hinter seinem Rücken auf dem Fahrzeug und hinter dem Fahrzeug zur Verfügung. Dies setzt, wie beim Geräteträger, ein bestimmtes System voraus, mit dem Anbau- und Aufbaugeräte und -Maschinen und ihre Verbindungselemente mit dem Fahrzeug abgestimmt sind.

Wenn mehrere Arbeitsräume durch ein System auswechselbarer Geräte und Maschinen ausgenutzt werden, spricht man daher von *Systemfahrzeugen*. Daß deren vorderer Arbeitsraum ebenfalls mit Kraftheber, Dreipunktanbau und Zapfwelle ausgerüstet ist wie der Heckarbeitsraum, ist selbstverständlich.

Die Kombination der Arbeitsräume dieser Systemfahrzeuge ermöglicht neuartige Arbeitsverfahren und bietet den Vorteil, daß verhältnismäßig große Behälter für aus- oder einzubringendes Gut hinter dem Fahrer auf dem Fahrgestell untergebracht werden können. Die Sicht nach vorn bleibt frei und die Nutzlast wird zur Erhöhung der Zugfähigkeit nutzbar gemacht.

Diese Vorratsbehälter für größere Mengen von Saatgut, Dünger, Spritzbrühe oder Erntegut gewinnen in dem Maße an Bedeutung, in dem die Netto-Flächenleistung durch Erhöhung von Arbeitsgeschwindigkeit und Arbeitsbreite zwar erheblich gesteigert, aber dann durch Haltezeiten für das Nachfüllen des auszubringenden Gutes oder für das Abladen des eingebrachten Erntegutes wesentlich beeinträchtigt wird (Bild 17, 18, 20).

In Frontsitzschleppern ist der Überblick auf den Arbeitsraum hinter dem Schlepper nicht so günstig wie in Hecksitzschleppern, der direkte Zugriff zu Geräte-Kupplungsorganen ist nicht mehr gegeben. Aus diesem Grunde gehen gerade Frontsitzschlepper zunehmend zu Anwendung von Schnellkupplern über, sodaß der Fahrer ein Gerät beim Heranfahren, womöglich automatisch, ankuppeln kann, ohne vom Sitz abzusteigen.

Im Frontsitzschlepper UNIMOG ist der Motor vor dem Fahrer untergebracht (Bild 17). Dieser kann den Arbeitsraum unmittelbar vor dem Schlepper übersehen, wenn er seinen Sitz erhöht. Außerdem ist der UNIMOG für die schnelle Erledigung von Transportarbeiten

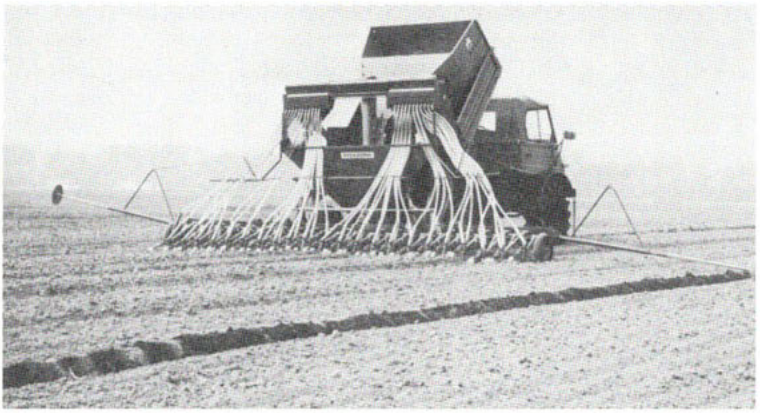


Bild 17. UNIMOG mit angebauter Großflächen-Drillmaschine und aufgebautem Nachfüllbehälter (Werkbild Daimler-Benz)

auf der Straße vorgesehen mit Geschwindigkeiten von über 50 km/h. Er hat ein entsprechend vielstufiges Getriebe und kann als Baumaschine sehr langsam arbeiten. Die hohe Geschwindigkeit bedingt Reifen kleinen Durchmessers, Federung beider Achsen, Druckluftanhängerbremse u. a. m.

Um die Anschaffungskosten unter Verzicht auf hohe Transportgeschwindigkeit herabzusetzen und gleichzeitig die Zugkraft auf dem Acker durch Verwendung der AS-Reifen großen Durchmessers zu zu steigern, hat man einen Kompromiß zwischen dem schnell fahrenden Frontsitzschlepper und dem bis zu 25 km/h fahrenden Hecksitzschlepper in einem *Mittelsitzschlepper* MB-trac verwirklicht (Bild 12.5, Bild 18). In diesem sitzt der Fahrer in der Mitte zwischen den beiden Triebachsen, seine Sicht in den Frontarbeitsraum ist durch den vor ihm liegenden Motor etwas eingeschränkt. Hinter dem Rücken des Fahrers ist der Arbeitsraum für die Unterbringung von Behältern auf dem Fahrzeugrahmen ausreichend lang. Das Fahrzeug ist unter Verwendung serienmäßiger Teile des schnellfahrenden allradangetriebenen Frontsitzschleppers in Bezug auf die Geschwindigkeit abgemagert. Die Vorderachse ist gefedert, die Hinterachse starr am Rahmen befestigt. In der leistungsstarken Ausführung kann der Fahrer den Sitzpodest mit Lenkrad, Fußhebeln und Schaltern, sowie Kontrollinstrumenten zum Wechsel der Fahrtrichtung um 180° schwenken.

Auf diese Weise wird der Mittelsitzschlepper zum *Zwei-Wege-Schlepper*, bei dem Front- und Heckarbeitsraum gegeneinander vertauscht werden können. In der einen Richtung kann man auf dem Felde mit geschobenen, vorn befindlichen Geräten oder Maschinen

Bild 18. MB-trac mit Unkraut-Spritzgerät und Gerätekombination zur Saatbettbereitung (Werkbild Daimler-Benz)

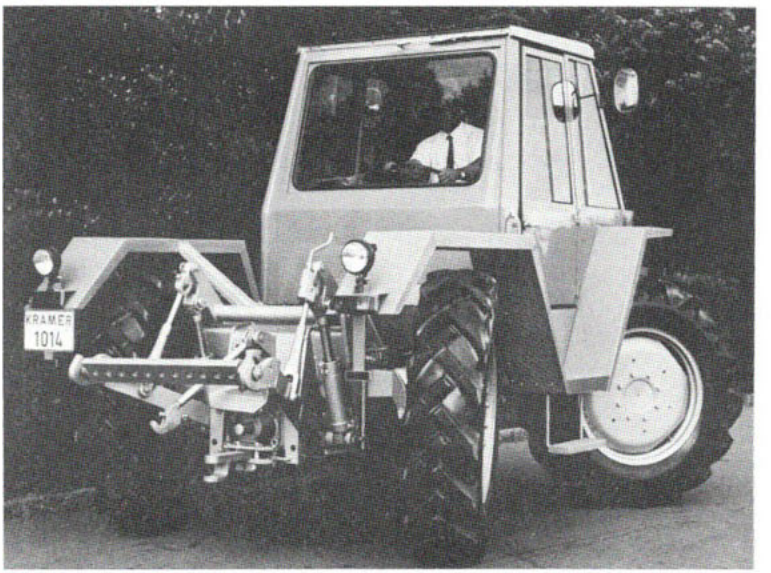


Bild 19. Zweiwege-Großschlepper in Schubfahrt (Werkbild Kramer)

arbeiten, in der anderen Richtung mit diesen Geräten hinten in Transportstellung bei freier Sicht nach vorn nach Hause fahren. Dies wird besonders deutlich an dem Mittelsitzschlepper der Firma KRAMER mit großer Leistung, der mit umschaltbarer Allradlenkung in jeder Fahrtrichtung nach Wunsch lenkbare Vorderräder oder Hinterräder zur Verfügung hat (Bild 19). Dieses Prinzip bietet sich als Maschinenträger für auswechselbare geschobene Maschinen für „vielseitige selbstfahrende Einzweckmaschinen" an.

In der neuartigen *Frontsitzmaschine* INTRAC (Bild 12.6, Bild 20) hat die Firma Klöckner-Humboldt-Deutz AG sich auf 25 km/h beschränkt, dafür dem Arbeitsraum vor dem Schlepper durch die Anordnung und Gestaltung des Fahrerplatzes den Vorrang gegeben, ohne die Arbeitsräume hinter dem Fahrer, auf dem Fahrzeugrahmen für verhältnismäßig große Behälter und für Maschinen und Geräte im Heckarbeitsraum zu beeinträchtigen. Dadurch, daß man den Motor-Getriebeblock aus der Serienfertigung des Standardschleppers „unter Flur" versenkt und den Fahrer mit einer komfortablen Rundum-Sicht-Kabine auf einem Rahmen darüber ganz nach vorn gesetzt hat, hat der Fahrer, wie in anderen Nutzfahrzeugen, volle Sicht auf den Arbeitsraum unmittelbar vor dem Fahrzeug, sozusagen vor seinen Füßen. Die Kabine ist heizbar, geräuschgedämpft, überschlagsicher und ist,

Bild 20. INTRAC mit Gerätekombination zur Saatbettbereitung, zum Einzelkorndrillen und zum Bandspritzen (Werkbild KHD)

wie auch bei anderen Großschleppern, ein Bestandteil des Fahrzeuges, also nicht auf Wunsch gegen Aufpreis zu haben. Für die gleichzeitige Kombination von Arbeitsgängen und Geräten in allen drei Arbeitsräumen ist dieses Systemfahrzeug gut geeignet.

7 Verbindung von Schlepper und Gerät

Durch die Systemschlepper hat die Verbesserung der Verbindungen zum Anbau und zum Aufsatteln von Geräten und Maschinen besondere Bedeutung erlangt. Meist sind dies noch Steckverbindungen, die, je schwerer die Geräte und Maschinen werden, und je weiter entfernt der Schlepperfahrer von den Verbindungsstellen sitzt, durch Kuppelverbindungen und möglichst sogar durch automatische Kuppler verdrängt werden sollten. Diese Probleme können hier nur kurz gestreift werden.

71 Verbindung durch Anhängen

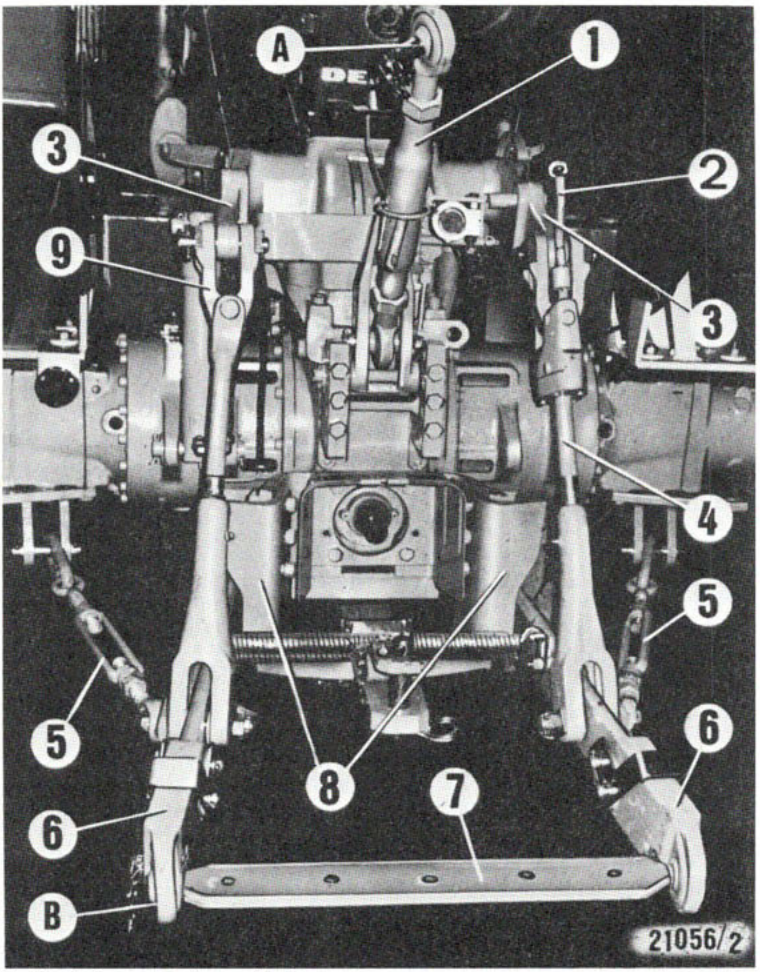
Verschiedene Verbindungselemente am Heck des Schleppers zeigt Bild 21. Die drehfeste Zugöse zweiachsiger oder einachsiger Wagen wird meist in die obere Anhängevorrichtung eingehängt, die in der BRD drehbar sein soll, damit ein umkippender Anhänger den Schlepper nicht mitreißt. Diese Anhängevorrichtung ist in der Höhe verstellbar und bei manchen Schleppern wie in Bild 21, gegen den Oberlenker austauschbar.

Damit der Schlepperfahrer die Deichsel eines frontlastigen Einachsanhängers vom Sitz aus anheben und ankuppeln kann, ist eine untere, hakenförmig ausgebildete, Hubkupplung (hitch) sehr zweckmäßig, die durch den Kraftheber zu betätigen ist. Sie ist für die Abstützung der Deichsellast günstig, weil der Hebelarm zur Hinterachse kleiner als der der oberen Zugvorrichtung ist. Gezogene Geräte und Maschinen werden meist am Zugpendel eingehängt, das in seiner Mittelstellung feststellbar ist. Die in die Anlenkpunkte der Unterlenker eingesteckte Geräteschiene hat nur noch geringe Bedeutung. Die Abmessungen dieser Verbindungselemente sind durch Normen festgelegt.

72 Verbindung durch Anbau

721 Dreipunkt-Anbau

Der genormte Dreipunkt-Anbau (Bild 21, 22) ist weltweit eine Steckverbindung. Die beiden Unterlenker des Schleppers bilden im Schnittpunkt ihrer Verlängerungen in der (nicht gezeichneten) Draufsicht



A Oberlenker — Geräteanschluß
B Unterlenker — Geräteanschluß
1 Oberlenker, längenverstellbar
2 Hubstangenverstellung
3 Hubarme
4 Hubstangen, rechts längenverstellbar
5 Stabilisierungsketten, längsverstellbar
6 Unterlenker, — zum Ankuppeln des Geräts ausziehbar, seitliche Bewegung durch Stabilisierungsanschläge begrenzt
7 Geräteschiene
8 Stabilisierungsanschläge
9 Gelenkkopf

Bild 21. Schlepperheck mit Dreipunktanbau (A, B, B), Zugpendel, Zapfwelle, obere Anhängevorrichtung gegen Oberlenker austauschbar (Werkbild John Deere)

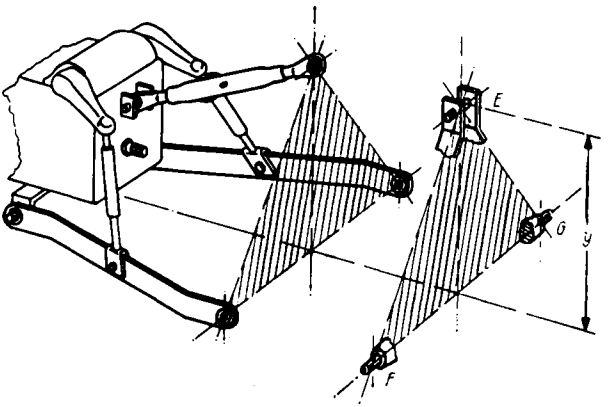


Bild 22. Dreipunktanbau nach DIN 9674

den Momentanpol für die Bewegung der Tragachse des angebauten Gerätes bei dessen seitlicher Bewegung in horizontaler Ebene. Dieser Pol liegt etwa auf der Mitte zwischen beiden Schlepperachsen und ergibt ohne Beeinträchtigung der Lenkung eine gute Führung von gezogenen Geräten wie Pflügen, die sich bei der Arbeit seitlich frei bewegen müssen. Das seitliche Bewegungsspiel der Unterlenker ist durch Ketten oder Anschläge begrenzt und kann, insbesondere bei der Hubbewegung, aufgehoben werden. Ausgehobene Geräte dürfen seitlich nicht mehr pendeln.

Auf die Tragzapfen F und G des abgestellten Gerätes sind die Augen der Unterlenker seitlich aufzustecken und durch Vorstecker zu sichern. Der längenverstellbare Oberlenker ist am Schlepper und am Gerät wahlweise mit einer von mehreren übereinander angeordneten, (nicht gezeichneten) Steckbohrungen durch Steckbolzen zu verbinden (Bild 21). Alle 6 Gelenkpunkte des Schleppers sind wegen der räumlichen Bewegung der dreiecksförmigen Koppelebene des Gerätes als Kugelgelenke ausgeführt. Die Abmessungen sind weitgehend in Normen festgelegt.

Die beiden Unterlenker des Schleppers bilden in der (nicht gezeichneten) Seitenansicht im Schnittpunkt ihrer Verlängerungen mit der des Oberlenkers den Momentanpol für die Bewegung der Koppel ihres räumlichen Gelenkvierecks (Bild 11 unten). Das Koppeldreieck, mit dem das Gerät fest verbunden ist, ist in der Zeichnung schraffiert. Es kommt durch die Verbindung der drei Anbaupunkte, oder besser gesagt, Kuppelpunkte zustande.

Beim Hubvorgang verdrehen die Kraftheberhubstangen die Unterlenker um ihre Anlenkpunkte am Schlepper (Bild 11 unten). Von der durch den Arbeitsdruck, man rechnet mit etwa 80% des durch die

Einstellung des Überdruckventiles gegebenen maximalen Druckes, entstehenden Kraft am Hubkolben ist je nach der Gestängelage ein entsprechender Anteil als Hubkraft vertikal in den Unterlenkerkupplungspunkten verfügbar. Wird die Hubkraft in der Ausgangslage mit horizontalen Unterlenkern, im Bild 11 Mitte mit H bezeichnet, so ist die Hubkraft H_1 in der angehobenen Lage wegen der veränderten Gestängelage kleiner als H. In der Ausgangslage wäre das mögliche Gerätegewicht G_G bei einem Abstand j des Geräteschwerpunktes von den unteren Kupplungspunkten

$$G_G = H \frac{p}{p + j} = H \frac{p}{q}.$$

In der höchsten Stellung des Gelenkviereckes verringert sich aber nicht nur H_1 gegenüber H, sondern auch das Übersetzungsverhältnis P_1/q_1.

Das von der Hubfähigkeit des Schleppers bestimmte maximale Gerätegewicht, das in die höchste Lage angehoben werden muß, ist daher

$$G_{G\max} = H_1 \frac{p_1}{q_1}.$$

Da p_1 und q_1 zweckmäßig zeichnerisch ermittelt werden, bietet sich ein von H. Albrecht angegebenes graphisches Verfahren für die Bestimmung von $G_{G\max}$ bei verschiedenen Schwerpunktsabständen j an.

Man zeichnet (Bild 23) die oberste, ungünstiste Lage des Gelenkvierecks auf, verlängert die Richtung des Oberlenkers und zeichnet nach Wahl verschiedene Schwerpunktabstände j_1, j_2, j_3, j_4 ein. Ihre Schnittpunkte mit dem verlängerten Oberlenker verbindet man mit den Unterlenker-Kuppelpunkten durch Linien c_1, c_2, c_3, c_4.

Die z. B. aus dem Krafthebertest eines Schleppers bekannte Hubkraft H_1 wird (Bild 23 Mitte) in einem gewählten Kräftemaßstab senkrecht gezeichnet, an ihrem unteren Ende wird eine Parallele zu den Unterlenkern, an ihrem oberen Ende werden eine Parallele zum Oberlenker und Parallelen zu den Linien $c_1 - c_4$ angetragen. Diese ergeben auf der Unterlenkerlinie die Fußpunkte für die Gerätegewichte $G_{G1} - G_{G4}$, deren Größe im Kräftemaßstab durch den Schnitt mit der Oberlenkerlinie bestimmt wird. Bild 23 unten verdeutlicht noch einmal den Zusammenhang und läßt die Hyperbelfunktion

$$G_{G\max} j_n = H_1 p_1 = \text{const.}$$

erkennen [34, 79, 100].

Schwere, schief zum Schlepper abgestellte Geräte lassen sich mit der genormten Steckverbindung schwer von Hand, vom Schlepperfah-

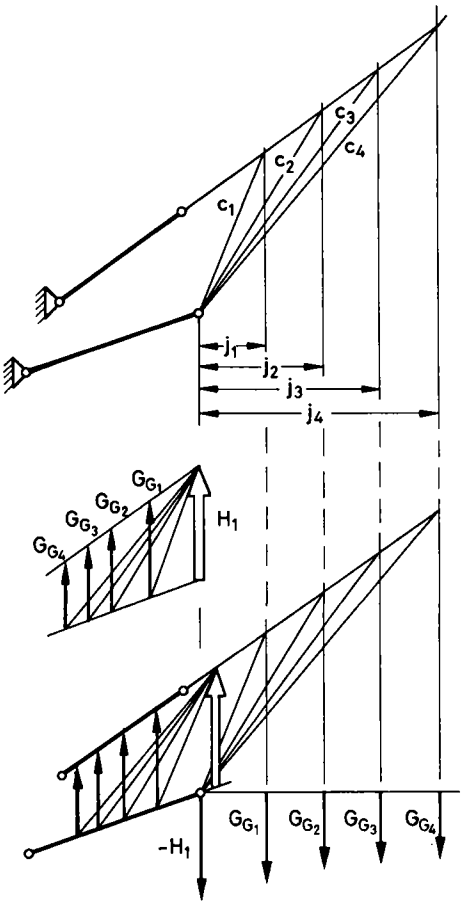


Bild 23. Graphisches Verfahren von Albrecht zur Ermittlung des Gerätegewichtes G_G bei gegebener Hubkraft H_1 und gegebenem Schwerpunktabstand j von der Tragachse

rer allein schon garnicht, am Schlepper ankuppeln. Deshalb haben sich im Rahmen der bestehenden Normen oder in deren Abwandlung verschiedene Lösungen für das leichtere oder womöglich automatische Ankuppeln von Geräten ergeben, von denen einige erwähnt werden, um die weitere Entwicklung zu kennzeichnen [31].

722 Leicht- und Schnellkuppler

Die einfachste Lösung sind ausziehbare Unterlenker (Bild 21), die nach dem Aufstecken auf die Tragzapfen des Gerätes beim Rückwärtsfahren teleskopartig zusammengeschoben und verriegelt werden. Andere Lösungen sind die Ausbildung der unteren Kupplungspunkte an den Unterlenkern als Fangtaschen oder Fanghaken, die auf die genormten Unterlenkeraugen aufgesteckt werden, und die verriegelbar sein müssen. Der Oberlenker ist in einer zweiten Phase in den oberen Kupplungspunkt am Gerät einzuhängen, wozu er ausziehbar und hakenförmig ausgebildet ist. Nach dem gleichen Fanghakenprinzip hat die Firma *Walterscheid* eine einphasige automatische Dreipunktkupplung herausgebracht (Bild 24), bei der der mit einem offenen Haken versehene Oberlenker federnd mit den Unterlenkern verbunden ist und beim Rückwärtsanfahren und Heben der Unterlenker zuerst

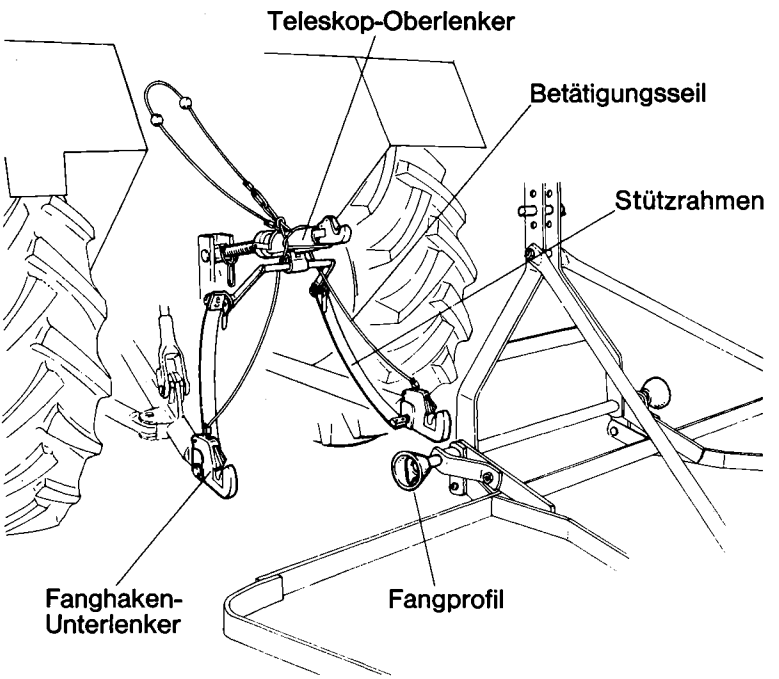


Bild 24. Schnellkuppler von *Walterscheid*

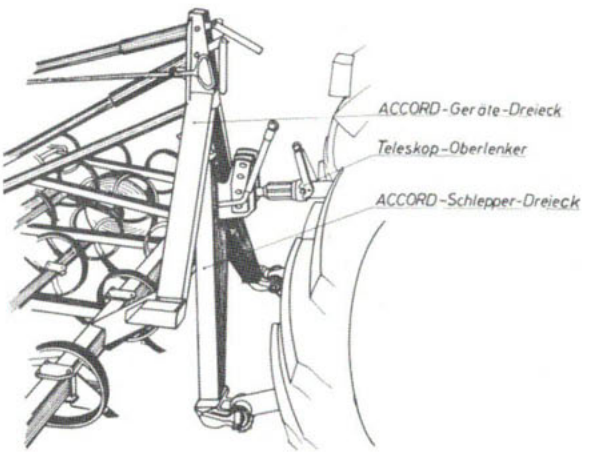


Bild 25. Schnellkuppler von *Weiste*

seinen Gegenpunkt am Gerät fängt und kuppelt. Dadurch werden die beiden Unterlenker bereits in ihre Fangstellung geführt und dann automatisch mit der Tragachse des Gerätes gekuppelt.

Eine andere Lösung hat die Firma *Weiste* schon vor längerer Zeit gefunden, bei der das in Bild 22 schraffiert angedeutete Koppeldreieck EFG der Kupplungspunkte am Schlepper und am Gerät körperlich ausgebildet ist. Am Gerät besteht das Dreieck aus einem nach unten offenen U-Profil, in das sich das schlepperseitige Kupplungsdreieck von unten einführen, satt hineinschieben, und verriegeln läßt. Hierzu ist die Spitze des schlepperseitigen Dreiecks als Führungsrolle ausgebildet. Mit einem ausziehbaren Oberlenker paßt sich die Schrägstellung des schlepperseitigen Dreiecks der des Gerätedreiecks während des Kupplungsvorganges an (Bild 25). Das sichere Fangen, Kuppeln und Verriegeln ist hiermit selbst bei ungünstiger Stellung des Gerätes zum Schlepper gewährleistet. Man kann mit dieser Dreieckskupplung auch verschiedene Geräte nacheinander hinter dem Schlepper oder vor dem Schlepper kuppeln. Allerdings muß das Dreieck an jedem Gerät angebracht sein, es kann als tragendes Bauelement des Gerätes ausgebildet sein.

Infolge der nachträglichen Anbringung der Kupplungselemente an den Unterlenkern verschiebt sich der Geräteschwerpunkt um etwa 120 mm nach hinten, wodurch die Vorderachse zusätzlich entlastet wird. Es ist zu erwarten, daß die Schlepperhersteller die Unterlenker einem der Kupplungssysteme direkt anpassen, um diesen Nachteil zu vermeiden.

723 Verbindung durch Aufsatteln von Geräten

Schwere Geräte wie vielscharige Pflüge von Großschleppern laden weit nach hinten aus. Man sattelt sie auf, um die Vorderachse weniger zu entlasten, und um beim Kurvenfahren nicht unzulässig weit nach hinten auszuschwenken.

Aufsattelgeräte stützen sich hinten auf einem gelenkten oder nachlaufenden Stützrad und vorn auf ihrer Tragachse mit einem vertikalen Drehgelenk ab. Der Oberlenker ist ausgehängt und außer Funktion, was ein Grund dafür ist, daß man bei leistungstarken Schleppern zur Unterlenker-Zugkraftregelung übergegangen ist (s. Abschnitt Schlepperhydraulik). Das Aufsatteln langer Geräte hat den weiteren Vorteil, daß man die ersten und letzten Werkzeuge, z. B. Schare eines Pfluges nacheinander einsetzen oder ausheben kann.

724 Verbindung zum Antreiben

Nachdem der Fahrer die anzutreibende Maschine in einer der Anhängevorrichtungen angehängt oder im Dreipunktanbau angekuppelt hat, muß er das Anschlußstück der ausziehbaren Gelenkwelle von Hand mit einem Schnappverschluß mit dem schlepperseitigen Zapfwellenstummel verbinden. Das ist mühsam und unfallgefährlich. Die Lösung der Aufgabe, die Gelenkwelle gleichzeitig und möglichst automatisch mit dem Anhängen oder Ankuppeln der Maschine mit der Zapfwelle zu kuppeln, ist dadurch erschwert, daß die verschiedenen schlepperseitigen Kupplungsvorrichtungen unterschiedlichen Abstand von dem Zapfwellenstummel haben. Die Lösung dieser Aufgabe ließe sich wesentlich vereinfachen, wenn man die jetzt vorhandenen Anhänge- bzw. Kupplungsvorrichtungen miteinander besser kombinieren könnte.

8 Schlepperführerstand

Wie Bild 26 zeigt, ist der Fahrer eines Schleppers bei seiner Arbeit erheblichen Beanspruchungen und Störfaktoren ausgesetzt. Im vergangenen Jahrzehnt sind von der Industrie, der Wissenschaft, den Berufsverbänden und dem Gesetzgeber Anstrengungen unternommen worden, um den Arbeitsplatz des Schlepperfahrers gesünder und unfallsicherer zu gestalten. Umsturzbügel sind inzwischen vorgeschrieben und haben zu dem Erfolg geführt, daß bei Umsturz-Unfällen keine tödlichen Unfälle mehr vorgekommen sind. Diese Umsturzbügel müssen einer international festgelegten Festigkeitsprüfung standhalten. Die früheren einfachen Wetterschutzverdecke haben sich in der Kombination mit den Umsturzbügeln zu Sicherheitsverdecken ausgewachsen.

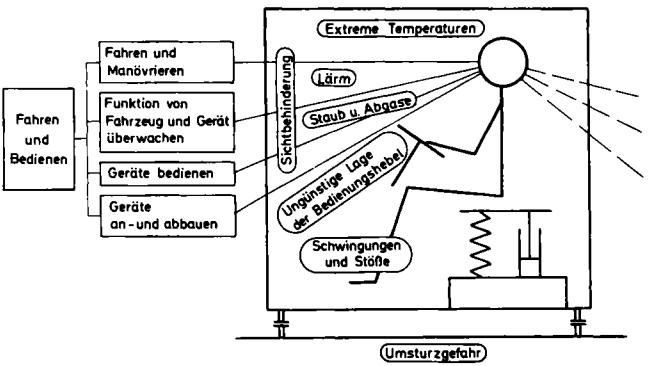


Bild 26. Aufgaben des Schlepperfahrers und die autfretenden Störfaktoren, nach *Göhlich*

Wie die Bilder 14, 16, 18, 19 und 20 zeigen, geht die Tendenz zu umsturzsicheren, heizbaren, staubarmen und lärmgeschützten Kabinen, die fester Bestandteil des Schleppers sind und gute Sicht auf die Fahrbahn und auf die Geräte vor, neben, auf und hinter dem Schlepper ermöglichen. Die Lärmbelästigung am Ohr des Fahrers läßt sich durch isolierte Kabinen wesentlich vermindern. Der anzustrebende Wert von 90Dezibel (A) ist allerdings nach dem jetzigen Stand der Technik mit einem wirtschaftlichen vertretbaren Aufwand noch kaum erreichbar.

Da der Fahrer eines Schleppers mit ungefederter Hinterachse auf unebener Fahrbahn erheblichen Schwingbeschleunigungen ausgesetzt ist, die seine Leistung herabsetzen und sogar seine Gesundheit schädigen können, wird heute die Ausstattung eines ungefederten Schleppers mit einem geprüften, gefederten und schwingungsgedämpften Sitz vorgeschrieben.

Die maximalen Betätigungskräfte für die Bedienteile sind durch einen Normentwurf begrenzt.

Auf das ausführliche Schrifttumsverzeichnis, die einschlägigen Bestimmungen, Normentwürfe und Normen wird verwiesen [1, 2, 4, 5, 13–22, 40, 48, 52, 53, 57, 67, 72, 93, 101, 102, 103, 105].

Literatur

Abkürzungen im Schrifttumsverzeichnis:

Grdlg. LT	=	Grundlagen der Landtechnik
LT	=	Landtechnik
LTF	=	Landtechnische Forschung

ATZ = Automobiltechnische Zeitschrift
ZVDI = Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure
KTL. BER. LT = Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft, Berichte über Landtechnik
Normengruppe Landmaschinen und Ackerschlepper
6000 Frankfurt/M-Niederrad 71 Lyoner Str. 18
Normblätter und Normenentwürfe für Ackerschlepper

[1] Batel, W., Technische Möglichkeiten zur Erleichterung der Arbeit der Fahrer von Schleppern, Mähdreschern und anderen Arbeitsmaschinen. Grdlg. LT. 24 (1974), S. 21–29.
[2] Braun, H., Untersuchungen von Fahrbahnunebenheiten und Anwendung der Ergebnisse. Diss. T.U. Braunschweig 1969.
[3] Breuer, B., Aus der Entwicklungsarbeit an Schleppern und Systemfahrzeugen. Grdlg. LT 24 (1974), S. 155–160.
[4] Claaßen, C. D., Über die Schwingungsbelastung und -Beanspruchung von Schlepperfahrern und ihre Verminderung. Diss. T.U. München 1970.
[5] Coermann, R. R., Lange, W., Untersuchung der Möglichkeit einer aktiven Dämpfung für Fahrersitze. Grdlg. LT. 21 (1971), S. 6–10.
[6] Dohne, E., Feldmann, F., Kämmerling, H. J., Feldwirtschaft. Landtechnik Band 1. Ulmers Taschenbücher, Stuttgart 1969.
[7] Dohne, E., Schlepper-Dreipunkt-Hecklader. KTL-Ber. LT. 84 (1964).
[8] Dohne, E., Die technischen Anforderungen an den Schlepper-Dreipunkt-Hecklader. LTF. 15 (1965), S. 37–43.
[9] Dohne, E., Entwicklungstendenzen bei Ackerschleppern. LT. 27 (1972), S. 487–490.
[10] Dohne, E., Schlepper auf der DLG-Ausstellung. LT. 29 (1974), S. 448–452.
[11] Drexl, H. J., Ein Beitrag zur Leistungsübertragung von Ackerschleppern bei schwerem Zug. Diss. T.U. Berlin 1970.
[12] Drexl, H. J., Zugkraft- Vergleichsmessungen an Reifen unterschiedlicher Konstruktion. LTF. 18 (1970), S. 2–5.
[13] Dupuis, H., Senkrechte Schwingbeschleunigungen von Fahrern in Kraftfahrzeugen, auf Ackerschleppern und selbstfahrenden Arbeitsmaschinen. Grdlg. LT. 16 (1963), S. 9–12.
[14] Dupuis, H., Bewertung der Schwingungsbeanspruchung bei Fahrern von Ackerschleppern und Landmaschinen im praktischen Einsatz. LTF. 14 (1964), S. 145–149.
[15] Dupuis, H., Broicher, H. A., Pleszcynski, W., Frequenzanalyse mechanischer Schwingungen in drei Richtungen am Schleppersitz. LTF. 15 (1965), S. 144–149.
[16] Dupuis, H., Hartung, E., Schleppersitz-Untersuchungen mit Hilfe eines servo-hydraulischen Schwingungssimulators. LTF. 16 (1966), S. 163–171.
[17] Dupuis, H., Arbeitsphysiologische Anforderungen an den Schleppersitz. Die Landarbeit, 18 (1967), S. 13.
[18] Dupuis, H., Sjøflot, S., Frequenzspektren der auf den Fahrer einwirkenden mechanischen Schwingungen bei Ackerschleppern und Mähdreschern. Grdlg. LT. 18 (1968), S. 227–233.

[19] Dupuis, H., Preuschen, G., Körperhaltung und Sitzgestaltung des Kraftfahrzeugführers. Ergonomics Vol. 12 (1969), S. 234–245.
[20] Dupuis, H., Hartung, E., Zur Gestaltung und Anordnung von Schleppersitzen. Die Landarbeit, 22 (1971), S. 81–85.
[21] Dupuis, H., Hartung, E., Arbeitsphysiologische Untersuchungen zur Belastung von Fahrern auf Rad- und Kettenfahrzeugen durch mechanische Schwingungen. Forschungsbericht aus der Wehrmedizin BMVg FBWM 72–2 (1972), S. 1–93.
[22] Dupuis, H., Hartung, E., Schwingungsschutz und Fahrerplatzgestaltung auf Traktoren. Arbeitsschutz (1972), S. 368.
[23] Flerlage, B., Freiraum am Dreipunktgestänge. DIN 9620 Entw. LT. 18 (1963), S. 474–475.
[24] Flerlage, B., Normung der Spurweite für „große" Ackerschlepper. LT. 27 (1972), S. 185–186.
[25] Flerlage, B., Gibt es einen erkennbaren „Trend" in den Konstruktionen der Ackerschleppergetriebe? LT. 27 (1972), S. 512–519, LT. 28 (1973), S. 327–332.
[26] Franke, R., Der Allradantrieb für Schlepper. LT. 18 (1963), S. 580–583.
[27] Franke, R., Wendegetriebe für Ackerschlepper. LTF. 14 (1964), S. 90.
[28] Franke, R., Beiwerte über Rollwiderstand, Kraftschluß und Zugkraft von Wagen und Ackerschleppern. LTF. 15 (1965), S. 137–143.
[29] Franke, R., Probleme der Prüfung von Ackerschleppern. LT. 20 (1965), S. 742–743.
[30] Franke, R., Schlepperprobleme heute und morgen. Grdlg. LT. 17 (1967), S. 70–72.
[31] Franke, R., Probleme am Schnellkuppler und seine Normung. Grdlg. LT. 17 (1967), S. 98–104.
[32] Franke, R., Stimmig, R., Wachsende Anforderungen an die Schlepperhydraulik. LTF. 17 (1967), S. 125–128.
[33] Franke, R., Geschichte der Motorisierung der Feldarbeit. in: Franz, G., Geschichte der Landtechnik im XX. Jahrhundert. Frankfurt 1969.
[34] Franke, R., Treugut, A., Das Hub- und Tragvermögen des Schleppers. LT. 25 (1970), S. 55–58.
[35] Franke, R., Ackerschlepper – Heute und morgen. LT. 25 (1970), S. 486–492.
[36] Franke, R., Rückblick auf 200 Jahre Schlepperentwicklung. LT 26 (1971), S. 599–605.
[37] Gego, A., Intrac-System 2000 – A new Agricultural System. ASAE Paper No. 72–689 (1972).
[38] Gego, A., Eine international standardisierbare Spur- und Reihenweiten-Konzeption. Grdlg. LT. 22 (1972), S. 175–179.
[39] Have, H., Kofoed, S., Die Hubkraft-Kennlinien eines Dreipunkt-Systems. Grdlg. LT. 22 (1972), S. 16–20.
[40] Göhlich, H., Köpper, R., Fahrkomfort und Fahrsicherheit. LT. 27 (1972), S. 498–501.
[41] Hesse, H., Möller, R., Untersuchung eines Systems zur Triebachslasterhöhung an einem Ackerschlepper mit Aufsattelpflug. Grdlg. LT. 24 (1974), S. 164–171.
[42] Hoffmann, D., Böinghoff, O., Entwicklungstendenzen der Hydraulik in Landmaschinen. LT. 28 (1973), S. 263–267.

[43] Holm, J. C., Das Verhalten von Reifen beim mehrmaligen Überfahren einer Spur und dessen Auswirkung auf die Fahrzeugkonzeption. Veröff. des Landmasch.-Instituts 1, S. 49–87, der TH. München 1970.
[44] Holm, J. C., Das Verhalten von Reifen beim mehrmaligen Überfahren einer Spur auf nachgiebigem Boden und der Einfluß auf die Konzeption mehrachsiger Fahrzeuge. Diss. T.U. München 1971.
[45] Ipek, J. S., Über die Kräfte und Momente an einem Luftreifen und ihren Einfluß auf das Verhalten luftbereifter Fahrzeuge am Hang. Diss. TH. Braunschweig 1963.
[46] Janosi, Z., Hanamoto, The analytical determination of drawbar pull as a function of slip for tracked vehicles in deformable soil. Proc. 1 st Int. Conf. ISTVS Turin 1961.
[47] Janosi, Z., An analysis of pneumatic tire performance on deformable soils. Proc. 1 st Int. Conf. ISTVS Turin 1961.
[48] Jensen, U., Messung des Federungskomforts von Fahrzeugen. Grdlg. LT. 21 (1971), S. 97–100.
[49] Kämmerling, H. J., Die Ermittlung der Zugwiderstände von Pflug und Ackerwagen. KTL-Ber. LT. 81 (1964), S. 30–44.
[50] Kahrs, M., Die Anwendung der Hydrostatik im Landmaschinen- und Schlepperbau. LTF. 15 (1965), S. 1–10.
[51] Kiene, W., Die graphische Ermittlung der Angaben für die Pflugleistungen. KTL-Ber. LT. 81 (1964), S. 57–72.
[52] Kiene, W., Entwicklung einer Ersatzfahrbahn zur Prüfung des Sitzkomforts auf Ackerschleppern. LTF. 15 (1965), S. 116–127.
[53] Kiene, W., Ackerschlepper zwischen Prüfstand und Praxis. Frankfurt 1974.
[54] Kliefoth, F., Die Ermittlung der Zugfähigkeit der Ackerluftreifen. KTL-Ber. LT. 81 (1964), S. 16–29.
[55] Kliefoth, F., Die Errechnung der Angaben für die Transportleistungen. KTL-Ber. LT. 81 (1964), S. 45–56.
[56] König, A., Die Standsicherheit des Schleppers. LT. 27 (1972), S. 502–510.
[57] Köpper, R., Zur Bestimmung des erforderlichen Schwingungskomforts geländegängiger Fahrzeuge und seine Verwirklichung durch aktive Federung. Grdlg. LT. 23, S. 129–134. Diss. T.U. Berlin 1973.
[58] Kofoed, S. S., Christiansen, S. A., An approach to a universal tractor hitch. Agric. Eng. Res. (1973), S. 37–45.
[59] Krick, G., Kräfte und Momente an angetriebenen, schräglaufenden Reifen und die Auswirkungen auf das Fahrzeug. Veröff. des Inst. f. Landmasch. T.U. München 1 (1970), S. 99–130.
[60] Krick, G., Schräglaufverhalten angetriebener Räder in nachgiebigem Boden. ATZ 73 (1971), S. 243–246, S. 301–306.
[61] Krick, G., Die Wechselbeziehungen zwischen starrem Rad, Luftreifen und nachgiebigem Boden. Diss. TU. München 1971.
[62] KTBL – Taschenbuch für Arbeits- und Betriebswirtschaft. Hiltrup 1976.
[63] Kühlborn, H., Fahrgeschwindigkeiten und Geschwindigkeitsabstufungen der Ackerschlepper. LT. 25 (1970), S. 202–208.
[64] Kühlborn, H., Beanspruchung der Antriebswellen leistungsstarker Schlepper LT 28 (1973), S. 45–48.

[65] Kühlborn, H., Der Leistungsbedarf wichtiger Arbeitsmaschinen zur Halmfuttergewinnung. LTF 18 (1970), S. 132–137, S. 153–164.
[66] Matthies, H. J., Entwicklungslinien auf dem Gebiet der Schlepperhydraulik. Grdlg. LT. 24 (1974), S. 31–39.
[67] Mitschke, M., Beitrag zur Untersuchung der Fahrzeugschwingungen. Dt. Kraftfahrtforschg. Straßenverkehrstechn. 157, 1962.
[68] Muncke, L., Scherer, L., Schnellkupplernormung. LT. 21 (1966), S. 304–313.
[69] Neuber, E., Wacker, P., Stand der Entwicklung auf dem Gebiet der landwirtschaftlichen Transporttechnik. LT. 29 (1974), S. 396–407.
[70] Neumann, J., Strukturwandlungen der Landwirtschaft und einige Auswirkungen auf Motorisierung und Mechanisierung. Grdlg. LT. 25 (1975), S. 1–6.
[71] Ostarhild, H., Einachsschlepper in Frankfurt 1974. LT. 29 (1974), S. 496–498.
[72] Owzar, A., Ein Beitrag zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens von ungefederten, luftbereiften Fahrzeugen. Diss. T.U. Berlin 1975.
[73] Reece, A. R., Problem of soil vehicle mechanics. Land Locomotion Laboratory Report No. 8470 (1964).
[74] Renius, K. Th., Grundkonzeptionen der Stufengetriebe moderner Ackerschlepper. Grdlg. LT. 18 (1968), S. 97–106.
[75] Renius, K. Th., Stufenlose Drehzahl-Drehmoment-Wandler in Ackerschlepper-Getrieben. Grdlg. LT. 19 (1969), S. 109–118.
[76] Renius, K. Th., Die neueren Getriebeentwicklungen bei Ackerschleppern, Teil I Stufengetriebe Z VDI 115 (1973), S. 930–936, Teil II Stufenlose Getriebe (1973), S. 1067–1071.
[77] Rosegger, S., 25 Jahre Schlepperforschung in der FAL. Grdlg. LT. 24 (1974), S. 1–5.
[78] Ryan, J. J., Die automatische Regelung stufenloser Schleppergetriebe. LTF 18 (1970), S. 125–131.
[79] Scherer, L., Hüneke, W., Die Normung der Leistung der Dreipunkt-Hydraulik und ihre Bedeutung für Schlepper und Gerät. LTF 19 (1971), S. 45–50.
[80] Shun-Whi, C., Schwanghart, H, von Sybel, H., Der Gittereffekt an Raupenketten auf lockerem Boden. Veröff. Inst. f. Landmasch. 1, S. 176–188, T.U. München 1970.
[81] Sitkei, G., Die Kennzahlen von AS-Reifen und die Probleme der Bereifung. Proc. 3. Int. Conf. ISTVS Essen 1969.
[82] Sitkei, G., A mezögazdasági járószerkezetek méretezési módszerei (Die Bemessung von landwirtschaftlichen Fahrwerken), Budapest 1972.
[83] Schwanghart, H., Seitenkräfte an gelenkten Luftreifen in lockerem Boden. Grdlg. LT. 17 (1967), S. 105–114. und Veröff. Inst. f. Landmasch. 1 S. 89–98. T. U. München 1970.
[84] Schwanghart, H., Betrachtungen über die Schlepperspurbreite. LT. 27 (1972), S. 509–511.
[85] Söhne, W., Allrad- und Hinterradantrieb bei Ackerschleppern hoher Leistung. Grdlg. LT. 14 (1964) S. 44–52 und Veröff. Inst. f. Landmasch. 1 S. 131–139. T.U. München 1970.
[86] Söhne, W., Agricultural Engineering and Terramechanics. Journal of Terramechanics 1969 Vol. 6, No 4 pp. 9–30 und Veröff. Inst. f. Landmasch. S. 1–22. T.U. München 1970.

[87] Söhne, W., Fahrwerksart, Triebkraft und Rollwiderstand geländegängiger Fahrzeuge bei unterschiedlich tragfähigen Böden. Veröff. Inst. f. Landmasch. S. 141–169. T.U. München 1970.
[88] Söhne, W., Versuch einer Prognose der Leistung und Produktion der Ackerschlepper und ihrer konstruktiven Weiterentwicklung. Grdlg. LT. 22 (1972), S. 161–165.
[89] Söhne, W., Terramechanics and its influence on the concepts of tractors, tractor power development and energy consumption. Journal of Terramechanics, No. 1, Vol. 13 (1976).
[90] Sonnen, F. J., Ergänzender Beitrag zu den Ausführungen von F. Kliefoth [54], KTL Ber. LT. 81 (1964), S. 26–29.
[91] Sonnen, F. J., Über den Einfluß von Form und Länge der Aufstandsfläche auf die Zugfähigkeit und den Rollwiderstand von AS-Reifen. Diss. T.U. Braunschweig 1970.
[92] Sonnen, F. J., Gesetzliche Regelungen für den landwirtschaftlichen Straßenverkehr. LT 30 (1975), S. 111–116.
[93] Spiller, R., Landmaschinen, Schlepper und internationale Gesetze, LT 29 (1974), S. 283–289.
[94] Steinkampf, H., Zur Methodik der Rollradien- und Radschlupfmessung. Grdlg. LT. 21 (1971), S. 40–44.
[95] Steinkampf, H., Messung räumlich wirkender Kräfte zwischen Schlepper und Gerät. Grdlg. LT. 21 (1971), S. 71–76.
[96] Steinkampf, H., Probleme der effizienten Umwandlung der Motorleistung in Zugleistung bei leistungsstarken Ackerschleppern. Grdlg. LT. 24 (1974), S. 14–20.
[97] Steinkampf, H., Ermittling von Reifenkennlinien und Geräteleistungen von Ackerschleppern. Diss. T.U. Braunschweig 1974.
[98] Stegenšek, M., Kraftwirkungen beim Schlepper mit einachsigem Triebachsanhänger. Diss. U. Hohenheim 1971.
[99] Strouhal, R., Landwirtschaftsfahrzeuge und ihr Einfluß auf den Boden. VIII CIGR-Kongreß Flevoland 74 VIII 203, 1974.
[100] Treugut, A., Bewegungen und Hubkräfte am System Ackerschlepper-Dreipunkt-Gerät. KTL Ber. LT. 121 (1968).
[101] Unfallverhütungsvorschriften der landwirtschaftlichen Berufsgenossenschaften, Bundesverbd. d. landw. Ber. Gen. 35 Kassel, Goethestr. 21.
[102] VDI – Richtlinie 2057 (1963).
[103] Weichenrieder, A., Untersuchung zur Belastung des Schlepperfahrers durch Lärm. Grdlg. LT. 23 (1973), S. 121–128.
[104] Welschow, G. Entwicklungsrichtlinien im Schlepperbau Grdlg. LT. 24 (1974), S. 6–13.
[105] Gesetz über technische Arbeitsmittel v. 24. 6. 1968 Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Gesetz über technische Arbeitsmittel v. 27. 10. 1970.

3.2 Hydrostatische Energieübertragung auf dem Ackerschlepper

Dietrich Kratzenberg

1 Einleitung
11 Verwendete Formelzeichen
2 Hydrostatische Fahrantriebe
21 Allgemeine Betrachtungen
22 Kenngrößen und Eigenschaften hydrostatischer Fahrantriebe
23 Die Steuerung und Regelung hydrostatischer Fahrantriebe
24 Die Auslegung hydrostatischer Fahrantriebe
25 Ausgeführte Beispiele
3 Schlepperkraftheber

1 Einleitung

Die seit Ende des Zweiten Weltkrieges zu beobachtende Tendenz, wonach die durchschnittliche Leistung aller im Einsatz befindlichen Ackerschlepper jährlich um einige kW zunimmt, hat auch in den letzten Jahren angehalten. Ursache dieser Entwicklung ist die Tatsache, daß mit leistungsstärkeren Schleppern und den damit erzielbaren größeren Flächenleistungen, trotz der höheren Anschaffungspreise und Betriebskosten, insgesamt ein wirtschaftlicherer Schleppereinsatz möglich wird, d. h. die Bearbeitungskosten pro ha sinken. Weiterhin wird durch die stärkere Motorisierung die Schlagkraft erhöht, was sich darin ausdrückt, daß der Landwirt in die Lage versetzt wird, zum richtigen, d. h. vorwiegend von der Witterung und vom Pflanzenwachstum bestimmten Zeitpunkt, die jeweils erforderliche Bearbeitungsmaßnahme durchzuführen.

Auch die auf dem Ackerschlepper installierten hydrostatischen Antriebe haben sich diesem Trend nicht entziehen können und sind durchweg leistungsfähiger geworden, indem Hydraulikpumpen mit größerer Fördermenge, zulässigen höheren Drücken und Kraftheber mit größerem Arbeitsvermögen zur Anwendung gekommen sind. Parallel zu dieser Entwicklung hat die Zahl der hydrostatisch getriebenen Anbaugeräte zugenommen, weil sich auf Grund des besseren hydraulischen Leistungsangebots von der Schlepperseite her, die Möglichkeit dazu ergeben hat.

Nur beim hydrostatischen Antrieb des Schleppers selbst, d. h. der Räder und Achsen ist bisher kein echter Durchbruch festzustellen, obwohl ein solches Antriebssystem für den Einsatz des Ackerschleppers einige beachtliche Vorteile hat. Die Gründe sind vorwiegend wirtschaftlicher Natur, sind aber auch teilweise noch im Stand der Technik der heute auf dem Markt befindlichen hydrostatischen Fahrzeugantriebe begründet.

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

11 Verwendete Formelzeichen [1]

p [bar] = Druck
Δp [bar] = Differenzdruck

M [Nm] = Moment
$n \left[\frac{1}{\text{min}} ; \frac{1}{\text{sec}}\right]$ = Drehzahl

P [Kw] = Leistung
$Q \left[\frac{\text{l}}{\text{min}} ; \frac{\text{l}}{\text{sec}}\right]$ Förder = bzw. Schluckstrom

$V \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{U}}\right]$ = Hubvolumen
spez. Förder = bzw. Schluckstrom

$v \left[\frac{\text{m}}{\text{sec}} ; \frac{\text{km}}{\text{h}}\right]$ = Geschwindigkeit
i = Übersetzung bei mech. Getrieben

S = Drehmomentübersetzung, Wandlung
r_w [m; cm] = Wirksamer Halbmesser

Z = Zugkraft [N]
T [N] = Radtriebkraft

η_t = Gesamtwirkungsgrad
η_v = volumetrischer Wirkungsgrad

η_m = mechanischer Wirkungsgrad
η_{hyl} = hydraulischer Wirkungsgrad

Indizes:

X_p = Pumpe
X_M Motor (Ölmotor)

$X_{1;2;3;}$
Indizes für verschiedene Fahrzustände

2 Hydrostatische Fahrantriebe

21 Allgemeine Betrachtungen [2]

Die prinzipiellen *Vorteile* eines hydrostatischen Fahrzeugantriebes sind:

Stufenlose Veränderung der Fahrgeschwindigkeit, volle Leistungsausnutzung bei allen Fahrgeschwindigkeiten, verschleißfreier Reversierbetrieb, Nutzung des hydrostatischen Antriebes als Betriebs- und Dauerbremse, Begrenzung der Maximalbelastung des Antriebssystems durch Sicherheitsventile.

Die *Nachteile* sind: höherer Preis gegenüber mechanischen Stufengetrieben, schwierigerer Kunden- und Reparaturdienst, oft erforderliche, nachzuschaltende mechanische Stufengetriebe wegen ungenügender Drehmomentwandlung, Geräuschentwicklung, schlechterer Wirkungsgrad als bei mechanischen Getrieben.

In den letzten Jahren sind immer wieder Ansätze zu beobachten, den hydrostatisch angetriebenen Ackerschlepper zu verwirklichen, doch sind alle vorgestellten Konstruktionen bisher nur in kleinen Serien gebaut worden und vielfach wieder vom Markt verschwunden. Um diese Entwicklung besser zu verstehen, ist es erforderlich, die Verhältnisse des hydrostatischen Fahrantriebs etwas näher zu untersuchen.

Für ein Fahrzeug gilt bekanntlich die Beziehung Zugkraft × Fahrgeschwindigkeit = Leistung, $z \times v = P$. Ist das Fahrzeug mit einem stufenlosen Getriebe ausgerüstet, d. h. mit unendlich vielen Schaltstufen versehen, so ist bei gegebener Leistung jeder Fahrgeschwindigkeit eine max. mögliche Zugkraft zugeordnet und umgekehrt. In Bild 1 sind die Verhältnisse für Primärverstellung und in Bild 2 für Primär-Sekundärverstellung dargestellt, wobei auf den Ordinaten die Zugkraft

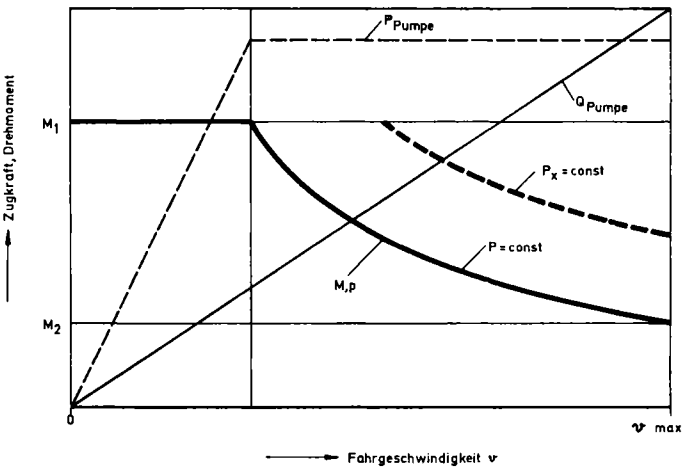


Bild 1. Kennlinien eines hydrostatischen Getriebes mit Verstellung der Primäreinheit (Pumpenverstellung) für maximal übertragbare Leistung und konstante Antriebsdrehzahl. Die Drehmomentwandlung ist bei der höheren Leistung P_x kleiner

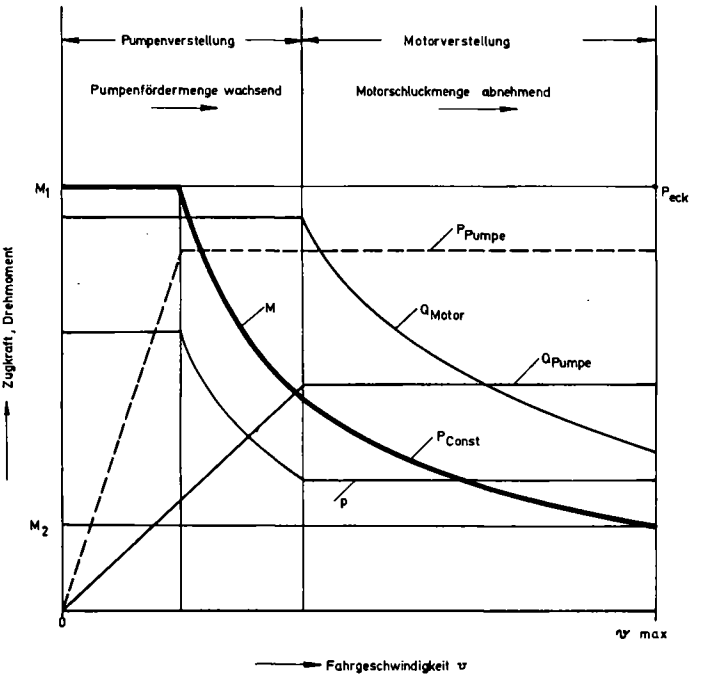


Bild 2. Kennlinien eines hydrostatischen Getriebes mit Primär-Sekundärsteuerung (Pumpen und Motorverstellung)

und auf den Abszissen die Fahrgeschwindigkeit aufgetragen wurde. Eine Kurve konstanter Leistung P ist eine Hyperbel. Da Zugkraft Z, Druck p und Drehmoment M einerseits, sowie Fahrgeschwindigkeit v, Ölmotor-Drehzahl n und mit Einschränkung (wegen der Sekundärverstellung) die Fördermenge der Ölpumpe andererseits, einander proportional sind, kann man auch diese Größen in das Diagramm einsetzen. Bei der praktischen Auslegung eines hydrostatischen Getriebes gibt es 2 charakteristische Punkte, durch welche das Antriebssystem weitgehend bestimmt wird: die erforderliche max. Fahrgeschwindigkeit und die max. Zugkraft.

Beide Werte müssen den Forderungen der Fahrzeugseite entsprechen und vom Antriebssystem erbracht werden, wenn das Fahrzeug seine optimale Arbeitsleistung abgeben soll. Bei Schleppern hat sich eine max. Standard-Fahrgeschwindigkeit von 25 km/h eingebürgert, während die geforderte Maximalzugkraft von der Schleppergröße, d. h. von Motorleistung und vom Gewicht bestimmt wird. Wenn die Räder begin-

nen durchzurutschen ist die Zugkraft praktisch nicht mehr zu steigern (hierzu: ATH, Bd. 2, S. 1025, Schleppermechanik).

In dem Diagramm entspricht die max. Fahrgeschwindigkeit einer annähernd senkrecht verlaufenden Linie, längs welcher der Ölmotor seine max. zulässige Drehzahl und die Ölpumpe die max. Fördermenge erbringt.

Die max. mögliche Zugkraft wird durch eine horizontal verlaufende Linie bezeichnet, längs welcher im System der maximal zulässige Öldruck erreicht wird und der Ölmotor sein größtes Drehmoment abgibt. Neuzeitliche hydrostatische Fahrzeuggetriebe haben zulässige Spitzendrücke von 350 – 420 bar, vereinzelt geht man auch noch höher.

Die Schnittpunkte der Linien maximaler Geschwindigkeit und maximaler Zugkraft mit der Leistungshyperbel geben an, unter Berücksichtigung der installierten Motorleistung, welche Zugkraft bei der maximalen Fahrgeschwindigkeit noch möglich ist und bei welcher Fahrgeschwindigkeit die maximale Zugkraft erreicht wird.

Diese grundsätzlichen Überlegungen, bei denen absichtlich jede Wirkungsgradbetrachtung außer acht gelassen wurde, gelten für alle hydrostatischen Fahrzeugantriebe, gleichgültig ob die Fahrgeschwindigkeit mit reiner Pumpenverstellung oder Pumpen- und Motorverstellung gesteuert wird.

Die durch die beiden Eckpunkte des Diagramms verlaufende Leistungshyperbel entspricht derjenigen Leistung, mit der die Fahrzeugbedingungen erfüllt werden. Im Gegensatz zu einem Fahrzeug mit mechanischem Stufengetriebe, bei dem vorstehende Überlegungen im Prinzip auch gelten, aber bezüglich zulässiger Drehzahlen und Drehmomente doch größere Freiheit besteht, ist beim hydrostatischen Ge-Getriebe zu beachten, daß der maximale Druck und damit das maximale Drehmoment oder die maximale Zugkraft durch ein Sicherheitsventil begrenzt werden und die max. zulässige Drehzahl des Ölmotors genau eingehalten werden muß. Es hat somit auch keinen Sinn, eine größere Motorleistung Px vorzusehen, was im Diagramm durch eine parallel verlaufende Hyperbel zum Ausdruck kommt, denn dadurch könnte nur erreicht werden, daß die max. Zugkraft bei einer größeren Fahrgeschwindigkeit und bei der max. Fahrgeschwindigkeit eine höhere Zugkraft erreicht wird. Die jeweiligen Maximalwerte für Zugkraft und Geschwindigkeit lassen sich jedoch nicht überschreiten. Die Folge kann höchstens sein, daß die Durchschnittsbelastung des Getriebes zu groß wird und die geforderte Lebensdauer entsprechend zurückgeht. Würde man umgekehrt eine kleinere Motorleistung vorsehen, so könnte man zwar die max. Zugkraft noch erreichen, aber nur bei einer niedrigeren Geschwindigkeit als evtl. gefordert und auch die max. Fahrgeschwindigkeit wird noch erreicht, wenn dies von den Fahrwiderständen her möglich ist.

Als Drehmomentwandlung S wird das Verhältnis des max. Drehmoments, zu dem bei der größten Fahrgeschwindigkeit vorhandenen Drehmoment bezeichnet (M_{max}/M_2).

Das Wandlungsverhältnis ist bei mechanischen Stufengetrieben durch die Unterschiede der Übersetzung zwischen kleinstem und größtem Gang gegeben, also leistungsunabhängig.

Im Gegensatz dazu ist für ein hydrostatisches Getriebe die Drehmomentwandlung leistungsabhängig. Je größer die zu übertragende Leistung ist, um so kleiner wird die mögliche Drehmomentwandlung[3].

Bei der sog. Eckleistung P_{eck}, d. h. bei max. Fördermenge der Ölpumpe und maximalem Betriebsdruck, ist keine Drehmomentwandlung mehr möglich, es ist reine Leistungsübertragung gegeben.

Um diesen Schönheitsfehler zu beseitigen, ist vorgeschlagen worden, eine Kenngröße einzuführen, die nur leistungsunabhängige Daten enthält und für die Beurteilung der Eigenschaften von hydrostatischen Getrieben aussagefähiger ist. Diese als K-Wert bezeichnete Größe ist definiert als

$$K = v_{max} \cdot Z_{max}$$

d. h. das Produkt aus maximaler Fahrgeschwindigkeit und maximaler Zugkraft.

Getriebeseitig ergibt sich

$$v_{max} = \frac{n_1 \cdot V_{1max}}{V_{2min}} \cdot C_2 = n_{2max} \cdot C_2$$

und

$$Z_{max} = V_{2max} \cdot \Delta p \cdot C_3$$

somit wird

$$K = n_{2max} \cdot C_2 \cdot V_{2max} \cdot \Delta p_{max} \cdot C_3$$

Die Konstanten C_2 und C_3 sind ein Maß für die noch vertretbaren Verluste unter Berücksichtigung der zulässigen Maximaldrehzahlen bei bestimmten Baugrößen. Beim heutigen Stand der Entwicklung setzt man $C_2 \cdot C_3 = 0{,}6$.

Somit ergibt sich

$$K = 0{,}6 \cdot \Delta p_{max} \cdot n_{2max} \cdot V_{2max}$$

Der Zusammenhang mit der Wandlung ergibt sich durch Koppelung mit der Leistungsformel

$$K = P_1 \cdot 198{,}5 \cdot S \text{ [KW]},$$

damit erhält man

$$S = \frac{0{,}6 \cdot V_{2\max} \cdot n_{2\max} \cdot \Delta p_{\max}}{P_1 \cdot 198{,}5}.$$

Aus der Ableitung ist ersichtlich, daß nur die Daten der Sekundärseite, d. h. des Ölmotors, einen Einfluß auf den erzielbaren Wandlungseffekt haben, während die Ölpumpe nach konstruktiven Gesichtspunkten ausgelegt werden kann und nur die Leistungsanforderungen erfüllen muß.

Entsprechend der Drehmomentwandlung läßt sich auch eine Drehzahlwandlung als das Verhältnis der Ölmotordrehzahl bei der maximalen Fahrgeschwindigkeit zu der Drehzahl bei der maximalen Zugkraft definieren.

Die erforderliche Drehmomentwandlung ist eine kennzeichnende Größe jedes Fahrzeugs. Sie beträgt beim PKW etwa 4 und darf beim Schlepper nicht unter 8 liegen, wenn alle vorkommenden Arbeiten noch wirtschaftlich erfüllt werden sollen. Da Drehmoment und Systemdruck einander proportional sind, bedeutet das für ein hydrostatisches Schleppergetriebe, daß bei einem zulässigen Maximaldruck von z. B. 350 bar der Minimaldruck bei max. Fahrgeschwindigkeit und voller Motorleistung 350:8 = 43,75 bar beträgt. Bei einer max. Fahrgeschwindigkeit von 25 km/h ergibt dies, daß bei einer Geschwindigkeit von 3,125 km/h noch die volle Motorleistung übertragen werden kann. Bei einem Druck von weniger als 70–90 bar sinkt der Wirkungsgrad herkömmlicher hydrostatischer Getriebe aber so stark ab, daß ein wirtschaftlicher Betrieb kaum noch möglich ist. Berücksichtigt man noch, daß die Schlepper sehr oft im Teillastbereich fahren – im Durchschnitt nur mit 50% der max. Motorleistung – so werden die Verhältnisse dadurch noch weiter verschlechtert.

Ein Ausweg ist die Verwendung von Getrieben, bei denen außer der Ölpumpe auch der Ölmotor verstellt werden kann, oder, wenn diese Maßnahme allein noch nicht ausreicht, die erforderliche Drehmomentwandlung zu erbringen, die Verwendung von zusätzlichen mechanischen Stufengetrieben, die dem Ölmotor nachgeschaltet werden.

Durch die Verstellung des Ölmotors, d. h. durch Verringerung seines Schwenkwinkels wird erreicht, daß bei gleichbleibendem Systemdruck das abzugebene Drehmoment kleiner wird, gleichzeitig aber die zulässige max. Drehzahl angehoben werden kann. Mit dieser sog. Sekundärverstellung ist es möglich, die Drehmomentwandlung mindestens zu verdoppeln.

Durch Nachschalten eines mechanischen 2-Gang-Wechselgetriebes wird das Druckniveau entsprechend dem gewählten Stufensprung reduziert bzw. die Drehmomentwandlung im gleichen Verhältnis vergrößert. Die letztere Ausführung hat allerdings den Nachteil, daß das Schalten vom einen in den anderen Gang bei den bisher prak-

tisch ausgeführten Getrieben nur im Stillstand des Fahrzeugs erfolgen kann. Obwohl es durchaus denkbar ist, Ölpumpen- und Ölmotorenverstellung so zu steuern, daß die zum Schalten während der Fahrt erforderlichen Synchrondrehzahlen im mechanischen Wechselgetriebe erreicht werden, ist das serienmäßig noch nicht ausgeführt worden, weil die dazu erforderliche Regeleinrichtung erheblichen Aufwand erfordert. Während des Umschaltens des Wechselgetriebes muß die Ölpumpe innerhalb einer sehr kurzen Zeit so verstellt werden, daß die Drehzahlen der in Eingriff zu bringenden Zahnräder, oder bei Lastschaltgetrieben der zu schließenden Kupplungen, annähernd übereinstimmen, was praktisch nur durch eine Automatik mit Drehzahlmeßeinrichtung zu erreichen ist. Hier sind Getriebe mit hydrodynamischem Drehmomentwandler gegenüber hydrostatischen Getrieben echt im Vorteil, weil bei ihnen die Drehzahlanpassung innerhalb kürzester Zeit aufgrund der Belastung selbsttätig erfolgt und damit ein nahezu ruckfreies Schalten gegeben ist.

Es ist auch bereits versucht worden, zum Zwecke der Drehmomentsteigerung, mehrere Ölmotoren nacheinander einzuschalten [Ebert]. Bei Verwendung gleicher Ölmotoren vervielfacht sich die Drehmomentwandlung entsprechend der Zahl der Motoren, die nacheinander in Eingriff gebracht werden. Bei der größten Fahrgeschwindigkeit ist nur ein Ölmotor eingesetzt, der bei erforderlicher Drehmoment- bzw. Zugkraftsteigerung allmählich auf größte Schluckmenge geschwenkt wird. Sodann wird ein zweiter Ölmotor zugeschaltet, der zum Zwecke der weiteren Vergrößerung der Zugkraft wiederum von zunächst geringer Ausschwenkung, d. h. kleiner Schluckmenge auf größere Ausschwenkung, d. h. größere Schluckmenge geschaltet wird. Gegebenenfalls bezieht man noch einen dritten Ölmotor in das Spiel ein. Mit dem Ausschwenken der Ölmotoren wird die Fahrgeschwindigkeit entsprechend dem Gesetz $p \times v = \text{const} \approx P$ kleiner, weil der Druck, bzw. das Drehmoment laufend steigen.

Durch Parallelschaltung von Ölmotoren, z. B. bei Einzelradantrieb, tritt keine Vergrößerung der Drehmomentwandlung ein.

Es ist leider so, das spezielle hydrostatische Schleppergetriebe gegenwärtig von der einschlägigen Industrie serienmäßig nicht angeboten werden. Je nach dem vorliegenden Bedarfsfall werden die vorhandenen Elemente des Lieferprogramms wie Pumpe, Ölmotor, Ventile und Steuerungen individuell zu Getrieben zusammengestellt, was in der Regel zu keiner optimalen technischen Lösung führt, aber unter den gegebenen Umständen die wirtschaftlichste Möglichkeit darstellt. Bei der Auslegung eines Getriebes für die heute gängigen Schlepperleistungen von etwa 50 kW an aufwärts, ergibt sich, daß bei den zulässigen Drücken, Drehzahlen und den vorhandenen Förder- bzw. Schluckmengen in der Regel die geforderte Drehmomentwandlung nur erbracht werden kann, wenn zusätzliche Sekundär-Verstellung

und bei höheren Leistungen außerdem noch ein Schaltgetriebe vorhanden ist. Damit wird der Aufwand meistens so hoch, daß die technischen Vorteile gegenüber mechanischen Stufengetrieben die Mehrkosten nicht aufwiegen. Deshalb ist die Anwendung hydrostatischer Schleppergetriebe heute noch auf Sonderfälle wie z. B. den KHD-Intrac und den IHC *966* beschränkt.

Eine weitere Eigenschaft hydrostatischer Antriebe, durch die ihre Anwendung als Fahrzeuggetriebe beeinträchtigt wird, ist die Tatsache, daß mit größer werdenden Einheiten die zulässigen Drehzahlen zurückgehen, so daß die max. Fördermengen nicht entsprechend der Volumenvergrößerung der Bauelemente wachsen und oftmals die vom Verbrennungsmotor her angebotenen Drehzahlen nicht zugelassen werden können. Da es im Fahrzeugbau immer an Platz mangelt, sind der Verwendung genügend leistungsfähiger hydrostatischer Einheiten hin und wieder Grenzen gesetzt.

Bei einem hydrostatischen Fahrzeuggetriebe ist ganz allgemein die Wahl des richtigen Ölmotors von besonderer Bedeutung, weil allein von seiner Größe das Druckniveau, in dem durchschnittlich gefahren wird, bestimmt ist. Außerdem fällt beim Ölmotor größter Arbeitsdruck mit größtem Ausschwenkwinkel zusammen, ein Betriebszustand, bei dem die spezifische Beanspruchung besonders hoch ist. Dies gilt u. a. für den Anfahrbereich und den Betrieb an Steigungen. Es hat sich herausgestellt, daß der Anfahrwirkungsgrad von Schwenktrommeleinheiten, nach Bauart Thoma, in der Regel höher ist als derjenige von Schiefscheibeneinheiten, weswegen die ersteren, trotz anderer Nachteile, oftmals als Ölmotoren bevorzugt werden.

22 Kenngrößen und Eigenschaften hydrostatischer Fahrantriebe

Das übertragbare Antriebsmoment eines hydrostatischen Getriebes, im Vergleich mit dem eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers, als Funktion der Antriebsdrehzahl der Ölpumpe bzw. des Pumpenrades des Wandlers ist in Bild 3 dargestellt. Das maximal übertragbare Moment wird beim hydrodynamischen Wandler erst bei Nenndrehzahl erreicht, während es von hydrostatischen Antrieben bei jeder Drehzahl, bei welcher der Antriebsmotor das erforderliche Antriebsmoment erbringt, aufgenommen wird [4].

Einen Vergleich des Vollastgesamtwirkungsgrades eines hydrostatischen mit demjenigen eines hydrodynamischen Getriebes, in Abhängigkeit vom Übersetzungsverhältnis, zeigt Bild 4. Das Wirkungsgradmaximum eines hydrodynamischen Getriebes liegt geringfügig höher als dasjenige eines hydrostatischen Getriebes, fällt aber mit $n_2/n_1 \to 0$ bzw. 1 stark ab, während das hydrostatische Getriebe über einen weiten Bereich einen guten Gesamtwirkungsgrad hat. Daher

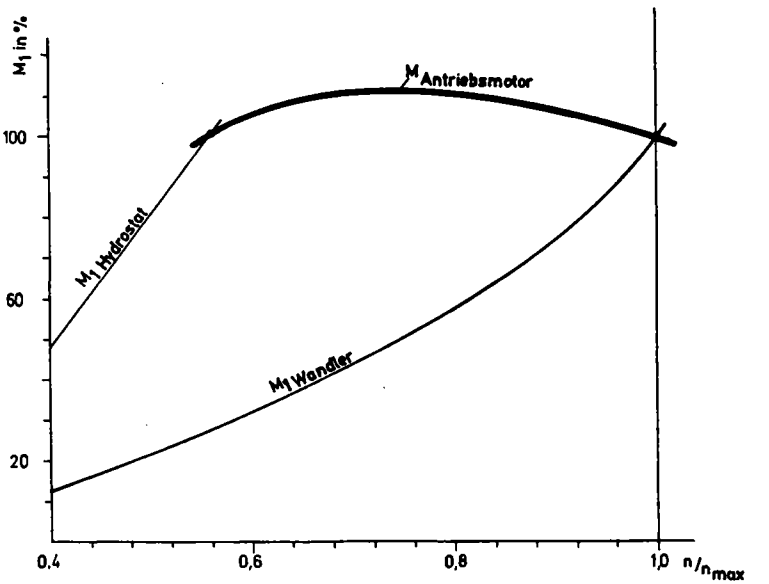


Bild 3. Das übertragbare Antriebsdrehmoment eines hydrostatischen Getriebes im Vergleich mit dem eines hydrodynamischen Wandlers als Funktion von $\frac{n}{n_{max}}$

benötigen hydrodynamische Getriebe in der Regel 3 bis 4 nachgeordnete mechanische Schaltstufen, während hydrostatische Getriebe ohne oder mit 1 bis 2 Schaltstufen auskommen.

Der Gesamtwirkungsgrad eines hydrostatischen Getriebes ist $\eta_t = \eta_v \times \eta_m \times \eta_{hy}$, wobei η_v die volumetrischen Verluste (Leckverluste), η_m die durch Reibung entstehenden Verluste und η_{hy} die Strömungs- und Drosselverluste berücksichtigt. Oft werden auch die Wirkungsgrade η_m und η_{hy} zu einem mechanisch-hydraulischen Wirkungsgrad zusammengefaßt, der meist mit η_m bezeichnet wird. Die volumetrischen Verluste sind in erster Linie abhängig vom Systemdruck und der Viskosität des Druckmittels, die mechanischen Verluste hängen von der Reibungsarbeit der bewegten Teile ab, nehmen demnach mit größeren Drehzahlen und Umfangsgeschwindigkeiten zu und die Strömungs- und Drosselverluste werden von den Strömungsgeschwindigkeiten, den Leitungsquerschnitten und den Drosselstellen beeinflußt.

Einen Überblick über den Wirkungsgradverlauf in Abhängigkeit von Druck und Drehzahl für eine Verstellpumpe mittlerer Größe zeigt Bild 5 und für einen Konstantmotor gleicher Größe Bild 6.

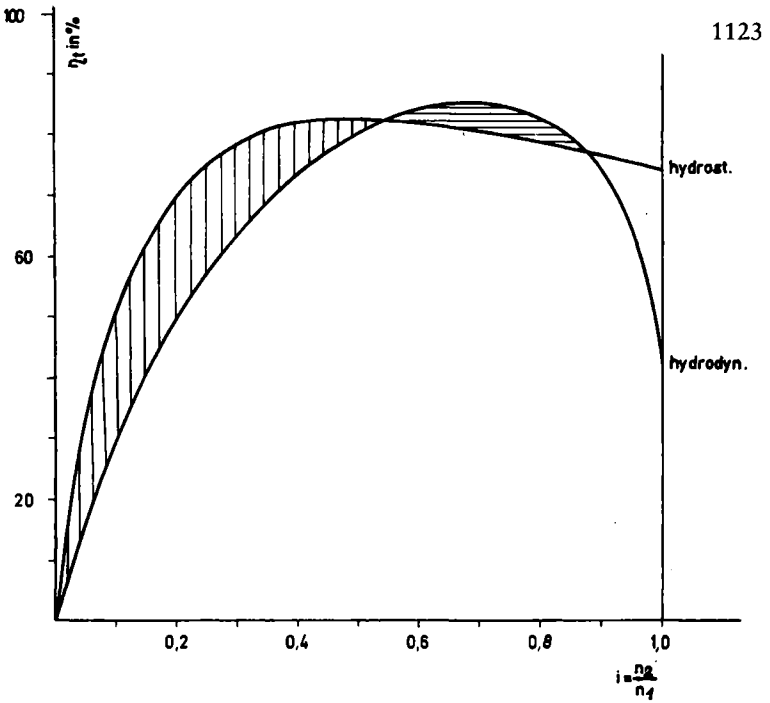


Bild 4. Vollastwirkungsgradverlauf eines hydrodynamischen, im Vergleich mit einem hydrostatischen Getriebe, als Funktion des Übersetzungsverhältnisses

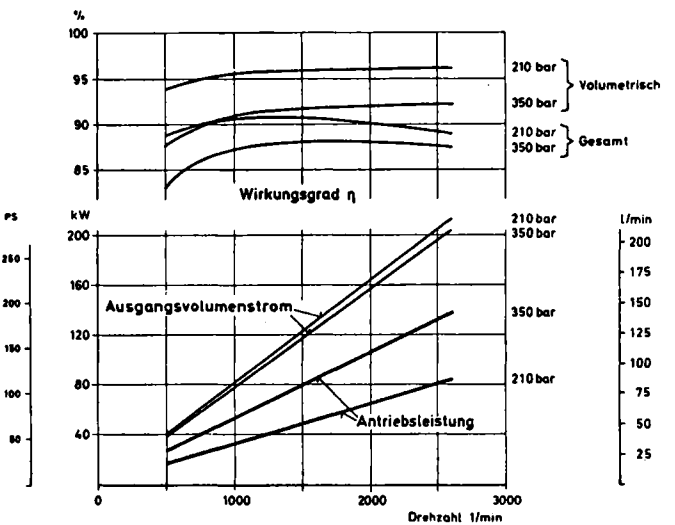


Bild 5. Volumetrischer und Gesamtwirkungsgrad einer Schiefscheibenachsialkolbenpumpe mit einer Fördermenge von 89 cm³/U (Sundstrand)

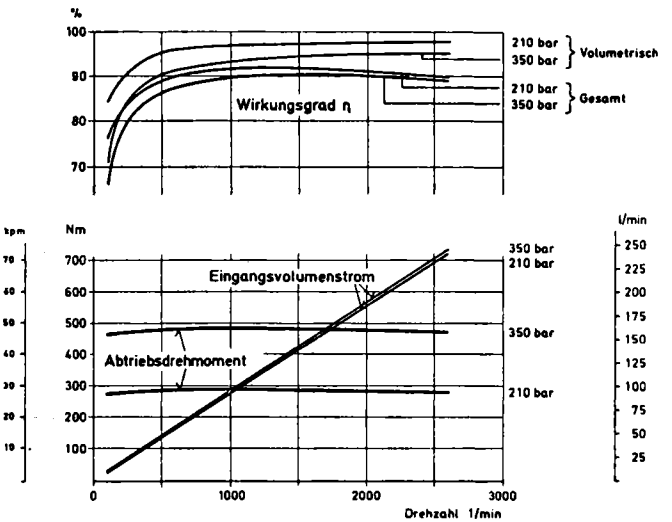


Bild 6. Volumetrischer und Gesamtwirkungsgrad eines Schiefscheibenmotors mit einem Schluckvolumen von 89 cm³/U (Sundstrand)

Es handelt sich dabei um gemessene Werte an serienmäßig hergestellten Einheiten.

Da der Ölmotor häufig im Bereich kleiner Drehzahlen und hoher Drücke gefahren wird, ist der Wirkungsgrad für diesen Betriebszustand von besonderem Interesse, d. h. es muß auf einen hohen volumetrischen Wirkungsgrad geachtet werden, während für die Ölpumpe die Strömungsverluste kleingehalten werden sollten, da sie fast immer mit höherer Drehzahl betrieben wird.

Den Wirkungsgrad für ein komplettes Getriebe erhält man, wenn die Teilwirkungsgrade von Ölpumpe, Ölmotor sowie der erforderlichen Nebenaggregate, wie Steuer- und Speisepumpen (auch als Füllpumpe bezeichnet) miteinander multipliziert werden. Ein Getriebekennfeld eines kompletten hydrostatischen Getriebes zeigt Bild 7. Es dürfte sich dabei um das erste hydrostatische Kompaktgetriebe, d. h. Pumpe und Hydromotor in einem Gehäuse untergebracht, handeln, welches in der Bundesrepublik serienmäßig in großen Stückzahlen hergestellt wurde.

Bei Betrachtung der Wirkungsgradkurven ersieht man, daß der Gesamtwirkungsgrad im Betriebsbereich zwischen 0,4...0,85 liegt. Dieser Abfall gegenüber mechanischen Stufengetrieben, mit ihren etwas höheren Wirkungsgraden, läßt sich wegen der besseren Regelbarkeit von hydrostatischen Getrieben, vor allem wegen der schnellen Verän-

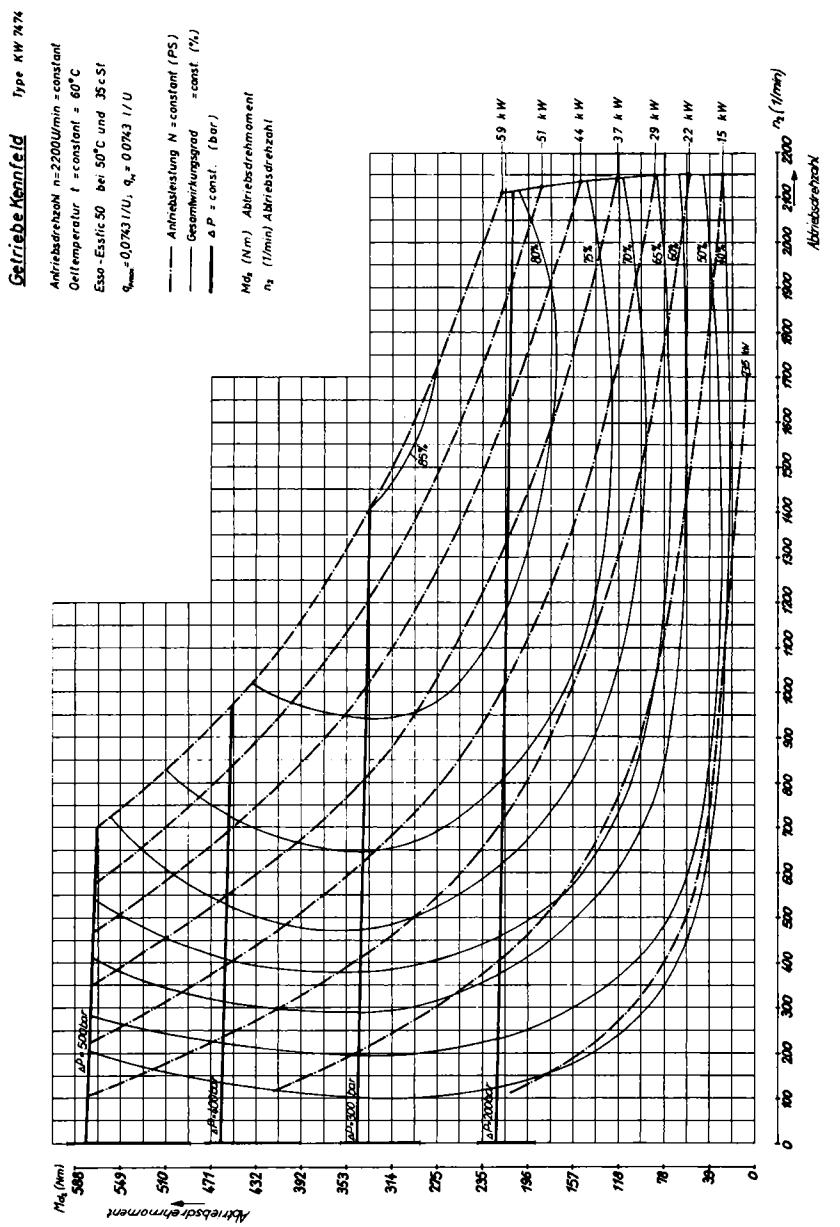


Bild 7. Kennfeld des hydrostatischen Getriebes Typ KW 7474 (Linde)

derung der Fahrgeschwindigkeit und der damit besseren Anpassung an die Forderungen der Arbeitsgeräte, weitgehend kompensieren. Dies gilt, außer beim Schlepper, besonders für selbstfahrende Arbeitsmaschinen, wie z. B. Mähdrescher oder Rübenvollernter, bei denen, betriebswirtschaftlich gesehen, insgesamt eine bessere Rendite erzielt wird, wenn die Maschinen mit hydrostatischen Fahrantrieben ausgerüstet sind. Ein vollständiges Leistungskennfeld für ein Sekundäraggregat (Ölmotor) zeigt Bild 8. Man erkennt, daß ein deutliches Wirkungsgradoptimum von über 92% bei voller Ausschwenkung, mittlerer Leistung und mittlerem Druck vorhanden ist, während gegen kleine Fördermengen hin der Wirkungsgrad stark abfällt. Da der Wirkungsgrad immer eine Verhältniszahl ist, beurteilt man die Brauchbarkeit hydrostatischer Antriebe oft richtiger, wenn die absoluten Verlustleistungen betrachtet werden. Da bei kleinen Ausschwenkwinkeln kaum Leistung übertragen wird, ist auch die Verlustleistung, trotz des gegen Null gehenden Wirkungsgrades, geringer als im optimalen Bereich.

Die Tabellen I bis IV zeigen Ausschnitte aus den Lieferprogrammen bekannter Hersteller für Achsialkolbeneinheiten. Bei den Einheiten nach Tabelle I und II handelt es sich um Einheiten nach der Schwenktrommelbauart (Thoma), bei den Einheiten nach Tabelle III und IV um Schiefscheibeneinheiten. Man sieht deutlich, wie die zulässigen Maximaldrehzahlen mit steigender Baugröße abnehmen. Z. B. beträgt das Verhältnis der spezifischen Fördermengen (cm³/U.) zwischen den Baugrößen 20 und 28 nach Tabelle III 16, 77, während das Verhältnis der Fördermengen bei max. Drehzahl auf 7,94 zurückgeht.

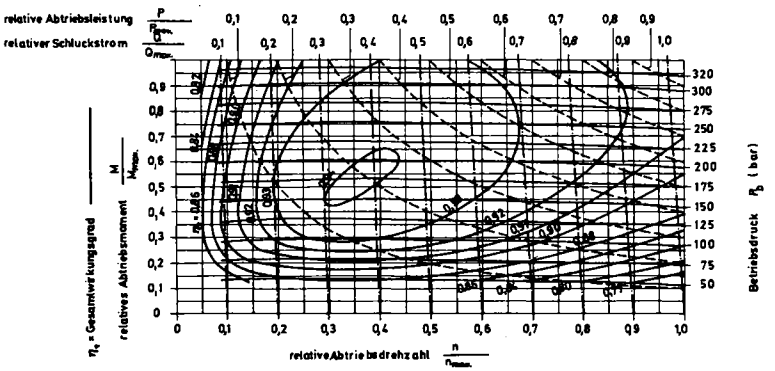


Bild 8. Motorkennfeld für maximalen Ausschwenkwinkel von 25°. Die Angaben sind Mittelwerte verschiedener Nenngrößen bei 50°C und 35 cSt (Hydromatik)

Nenngröße		Dimension	35	50	75	105	140	186
Kolbendurchmesser		mm	16	18	20	22	25	28
Triebkreisdurchmesser	Triebflansch	mm	52,5	60	72,5	84	86,5	92
	Zyl.-Block	mm	49,43	56,48	68,26	79,08	81,44	86,81
Schwenkwinkel α		°	28	28	28	28	28	28
Druck	p_{Dauer}	bar	250	250	250	250	250	250
	$p_{Höchst}$	bar	420	420	420	420	420	420
Drehzahl (Speisebetr.)	n_{max}	$\frac{1}{min}$	4200	3700	3300	3000	2700	2400
Hubvolumen V		cm^3/U	35	50	75	105	140	186
Max. Drehmoment (420 bar)	M_{max}	Nm	228	330	492	689	915	1221

Tab. I. Linde AG, Aschaffenburg
Technische Daten für Konstanteinheiten Typ BMF

Nenngröße		Dim.	12	28	55	107	225	468	915	1830
Hubvolumen V_g[3]) der Verstellpumpe (α = 25°)		cm^3/U	11,6	28,1	54,8	107	225	468	915	1830
Hubvolumen der Hilfspumpe		cm^3/U		3,7	13,5	23,4	38,1	–	–	–
Drehmomentkonstante[4]) (α = 25°)		$\frac{Nm}{bar}$	0,1844	0,4464	0,8701	1,6971	3,5708	7,4360	14,518	29,136
Maximaldrehzahl im geschlossenen Kreislauf n_{max}		min^{-1}	6000	4750	3750	3000	2360	1900	1500	1200
Maximaldrehzahl im offenen Kreislauf n_{saug}[1])		min^{-1}	4000	3000	2500	2000	1500	1200	1000	–
Maximaldrehzahl im halbgeschl. Kreislauf n_{Nachs}[1])		min^{-1}	3650	2750	2200	1750	1350	1100	875	690
Maximaldrehzahl mit angebauter Hilfspumpe p_{max} = 30 bar		min^{-1}		3150	2500	2000	1600	–	–	–
E-Motor-Drehzahl		min^{-1}	1450	1450	1450	1450	1450	970	970	970
Förderstrom bei E-Motor-Drehzahl		l/min	16,8	40,7	79,5	155	326	454	888	1775
Leistung bei E-Motor-Drehzahl	Δp = 200 bar	kW	5,6	13,6	26,5	51,7	108,8	151	296	592
	Δp = 320 bar	kW	9,0	21,7	42,4	82,7	174	242	473	947
	Δp = 400 bar	kW	11,2	27,2	53	103,4	217,5	302	592	1183
Förderstrom bei Drehzahl n_{max}		l/min	69,6	133,5	206	321	531	889	1372	2196
Leistung bei Drehzahl n_{max}	Δp = 200 bar	kW	23,2	44,5	68,8	107	177	296	458	732
	Δp = 320 bar	kW	37,1	71	110	171	282	474	732	1171
	Δp = 400 bar	kW	46,4	89	137	214	353	593	915	1464
Förderstrom bei Drehzahl n_{saug}[2])		l/min	45	81,8	133	208	327	545	888	–
Leistung bei Drehzahl n_{saug}	Δp = 200 bar	kW	15	27	44	69	109	182	296	–
	Δp = 320 bar	kW	24	43,6	71	111	175	290	473	–
	Δp = 400 bar	kW	30	54,5	88	138	218	363	592	–
Drehmoment bei	Δp = 200 bar	Nm	36,9	89,3	174	339,4	716,1	1491,1	2903,8	5827,1
	Δp = 320 bar	Nm	59,1	142,8	278,4	543,5	1142,9	2374	4640,1	9319,5
	Δp = 400 bar	Nm	73,8	178,5	348,1	678,9	1432,3	2972,4	5807,5	11654,3

Tab. II. Hydromatik Ulm
Technische Daten für A2V-Verstellpumpen
(theoretische Werte, ohne Berücksichtigung von η_{mh} und η_v)

Baugröße				Verstellpumpe SPV		Konstantmotor SMF		
	Schluckvolumen	Drehzahl max.	Eckleistung*) (bei 350 bar und max. Drehzahl)	Volumenstrom bei 1000/min*)	Masse (Gewicht)	Drehmoment*) bei 100 bar	Drehmoment*) bei 350 bar	Masse (Gewicht)
	cm^3/U	1/min	kW (PS)	l/min	kg	Nm (kpm)	Nm (kpm)	kg
20	33,3	3800	72 (98)	33,3	44	53 (5,3)	185 (18,5)	27,5
21	51,6	3500	103 (140)	51,6	54	82 (8,2)	288 (28,8)	35
22	69,8	3200	128 (174)	69,8	61	111 (11,1)	389 (38,9)	40
23	89	2900	147 (200)	89	78	142 (14,2)	497 (49,7)	47
24	118,7	2700	183 (249)	118,7	124	189,3 (18,93)	662,5 (66,25)	70
25	165,8	2400	227 (309)	165,8	163	264 (26,4)	925 (92,5)	80
26	227,3	2100	273 (371)	227,3	234	362,5 (36,25)	1268 (126,8)	104,5
27	333,6	1900	363 (493)	333,6	269	532 (53,2)	1862 (186,2)	154
28	558,5	1800	575 (782)	558,5	470	890 (89)	3110 (311)	311

*) theoretisch

Tab. III. Sundstrand (Sauer, ZF)
Auswahltabelle für die Axialkolben-Motoren der Baugrößen 20 bis 28

B-Schrägscheibeneinheiten (Pumpen)

*) Type	V cm³/U	n_{Dauer} 1/min	$Q_{(n_D)}$ l/min	P_D bar	P_{max} bar	M_{Dauer} Nm	M_{max} Nm	P_{Dauer} kW (PS)	Speisepumpe V cm³/U	Speisepumpe $Q_{(n\ )}$ l/min	**)	Hilfsabtrieb M_d	Hilfsabtrieb M_{max} (10% ED) Nm	Querkräfte***) (max.) (siehe techn. Daten) N
35	34,8	3400	118,3	250	400	136	217	48,3 (66)	12	40,8	32,3	69	137	2943
50	50,7	3200	162,2	250	400	198	317	66,2 (90)	12	38,4	39,9	98	196	5592
70	70,8	3000	212,4	250	400	277	442	86,6 (118)	20	60	49,7	137	275	7652
100	100,6	2800	281,7	250	400	392	628	115 (156,5)	20	56	59,8	196	392	10987
140	142,8	2500	357	250	400	550	880	145,8 (198)	35	87,5	74	275	550	14715
200	203,3	2300	467,6	250	400	794	1270	191 (259,8)	35	80,5	86	392	785	17658

*) Schwenkwinkel $\alpha_{max} = 18°$
**) Grundausführung
***) in Richtung der Hochdruckanschlüsse

Tab. IV. Linde AG, Aschaffenburg

Das Gewichtsverhältnis der beiden Typen beträgt 11, 31, d. h. die größeren Einheiten sind im Vergleich zum Hubvolumen relativ leichter, was auf eine fortschrittliche Konstruktion schließen läßt. Der Leistungsgewinn steigt mit größer werdenden Einheiten trotzdem nicht entsprechend der Gewichts- oder Volumenzunahme. Bei extremen Anforderungen an die Leistungsausbeute kann es daher zweckmäßig sein, mehrere kleinere Einheiten im Parallelbetrieb zu verwenden.

Hydrostatische Getriebe können gleichzeitig die Funktion der Fahrbremse, im allgemeinen der Betriebsbremse, übernehmen. Da sie nach dem Verdrängerprinzip, mit einem praktisch inkompressiblen Medium arbeiten, bedeutet das, daß immer eine feste Übersetzung zwischen Ölpumpe und Ölmotor vorhanden ist, die nur durch äußere Einflüsse verändert werden kann und daß sich das Getriebe beim Bremsen prinzipiell wie ein mechanisches Stufengetriebe verhält. Je nachdem wie groß die eingestellte Übersetzung ist, hat man unterschiedlich starke Bremswirkungen. Da die Übersetzung bei vollständig zurückgeschwenkter Ölpumpe unendlich groß ist, ergibt sich damit eine Bremskraft, die so groß ist wie die maximale Zugkraft, vergrößert um einen Drehmomentanteil, der aus dem mechanischen Wirkungsgrad des Ölmotors herrührt.

Der Bremsvorgang vollzieht sich wie folgt: Aufgrund der Wirkung der dem Fahrzeug innewohnenden Trägheitskräfte, die bei der Verzögerung auftreten, oder beim Bergabfahren aufgrund der Schwerkraftwirkung, wird der Ölmotor zum treibenden Element und fördert Öl zur Pumpe, wobei Hoch- und Niederdruckleitungen gegeneinander vertauscht sind. Die Ölpumpe, die als Primäreinheit jetzt ein Drehmoment abgibt, stützt dies am Schwungrad des Antriebsmotors ab. Ist das Schleppmoment des Antriebsmotors kleiner als das abzustützende Pumpenmoment, so erfolgt eine Drehzahlerhöhung, bis Schleppmoment und Pumpenmoment im Gleichgewicht sind. Bei Fahrzeugen, die mit einem zum Fahrzeuggewicht verhältnismäßig schwachen Antriebsmotor und einem Schwungrad mit kleinem dynamischen Trägheitsmoment ausgerüstet sind, ist das auf die Drehzahlerhöhung zurückzuführende Aufheulen deutlich wahrzunehmen. Es gilt daher, die Ausschwenkung der Ölpumpe soweit zurückzunehmen, daß sie nur ein Drehmoment an den Antriebsmotor abgibt, welches kleiner ist als sein Schleppmoment, womit jede unerwünschte Drehzahlerhöhung vermieden wird. Durch zügiges Rückschwenken der Ölpumpe in Richtung 0 – Lage erfolgt eine ständige weitere Verzögerung, bis das Fahrzeug schließlich zum Stillstand kommt.

Wird die Ölpumpe sehr rasch zurückgeschwenkt, so kann die Verzögerung so groß werden, daß die Überdruckventile, mit denen das Getriebe gegen Überlastung abgesichert ist, ansprechen und damit die maximal überhaupt mögliche Bremskraft und Verzögerung erreicht

wird. Ist das Getriebe so bemessen, daß die größte Zugkraft und damit auch Bremskraft, über der vom Fahrzeuggewicht her zu übertragenden Radkraft liegt, was beim Schlepper unter normalen Bodenverhältnissen in der Regel der Fall ist, so können die Räder zum Durchrutschen kommen.

Da das Druckmittel, gewöhnlich Mineralöl, abgesehen von sehr kleinen Antrieben, ständig gekühlt wird, ist das hydrostatische Getriebe auch als Dauerbremse geeignet.

Für Fahrzeuge, die auf öffentlichen Straßen verkehren, anerkennt der Gesetzgeber das hydrostatische Getriebe aus Sicherheitsgründen im allgemeinen nur als Hilfsbremse und nicht als Betriebsbremse. Ist die maximale Zugkraft zur erforderlichen Bremskraft vergleichsweise klein, so genügt das hydrostatische Getriebe, wenn mit ihm eine 45 bzw. 30 prozentige Abbremsung nicht mehr erreicht wird, den Anforderungen als Betriebsbremse auch nicht.

Eine weitere Steigerung der Bremswirkung tritt noch ein, wenn die Rückschwenkung der Ölpumpe gleichzeitig mit der Betätigung der Betriebsbremse geschieht. Durch geschickte Kombination der Bedienungspedale ist dies möglich. Aus den Bildern 9 und 10 ist der Verlauf des Bremsvorganges für einen Mähdrescher mit hydrostatischem Getriebe aufgetragen.

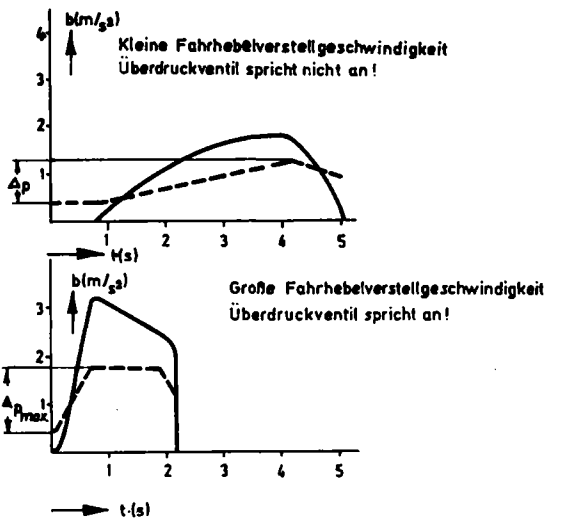


Bild 9. Bremsdiagramme eines Mähdreschers bei unterschiedlichen Verstellgeschwindigkeiten der Ölpumpe

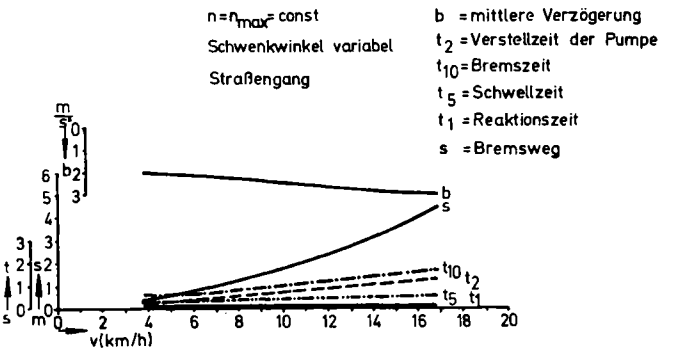


Bild 10. Mittlere Bremsverzögerung, Bremsweg und Bremszeitanteile in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit

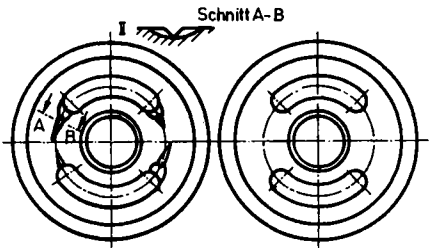


Bild 11. Steuerboden einer Achsialkolbenpumpe, links mit Dämpfungsschlitzen für rechtsdrehende Ausführung, rechts ohne Dämpfungsschlitze

Hydrostatische Antriebe zeichnen sich oft durch eine unangenehme Abstrahlung hochfrequenter Geräusche aus, obwohl wirksame Dämpfungsmaßnahmen bekannt sind. Da für Fahrantriebe ausschließlich Achsialkolbenmaschinen verwendet werden, soll an diesen gezeigt werden, wie die Geräuschdämpfung durchgeführt wird. Die grundsätzlichen Überlegungen gelten auch für andere Bauarten (z. B. Zahnradpumpen) [5].

Die Geräusche entstehen hauptsächlich an den Umsteuerstellen des Steuerspiegels oder Steuerbodens, werden zunächst als Körperschall innerhalb der Aggregate weitergeleitet und treten schließlich als Luftschall aus. Ursache der Geräusche sind Druckwechsel in den Zylinderräumen, die bei hohen Druckdifferenzen in sehr kurzen Zeiträumen stattfinden. Bei Achsialkolbenmaschinen spielen sich die Vorgänge an den Übergangsstellen der Steuernieren ab. Durch Anbringung von Dämpfungsschlitzen wird der Druckwechsel gestreckt, d. h. er spielt sich über einen verlängerten Zeitraum ab, was dann zu einer merklichen Geräuschminderung führt.

Bild 11 zeigt im Vergleich zwei Steuerböden, einmal mit und einmal ohne Dämpfungsschlitze.

Die Geräuschentwicklung kann in Abhängigkeit von der Form der Dämpfungsschlitze beeinflußt werden, wobei sich optimale Ergebnisse erzielen lassen, wenn eine Auslegung für eine Drehrichtung (Pumpe) möglich ist. Ölmotore lassen sich daher nur unvollkommener dämpfen.

Mit jeder Geräuschdämpfungsmaßnahme ist gleichzeitig ein Wirkungsgradabfall verbunden, weil die inneren Leckverluste zunehmen. Daher läßt sich die aktive Geräuschbekämpfung durch Maßnahmen an der Entstehungsstelle nicht beliebig weit treiben, von einer bestimmten Grenze ab müssen passive Maßnahmen hinzukommen. Wie aus den Bildern 12–14 zu ersehen ist, steigen die Geräusche mit dem Arbeitsdruck und der Drehzahl, sind aber weniger von der Ausschwenkung abhängig.

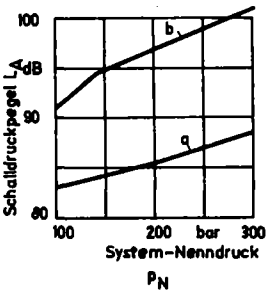


Bild 12. Schalldruckpegel L_A nach der Bewertungskurve A in Abhängigkeit vom Systemdruck p_N. Drehzahl $n = 1500 \frac{1}{\text{min}}$ Pumpenschwenkwinkel $\alpha = 14°$ Mikrophonabstand 45 cm,

a) Steuerboden mit,
b) Steuerboden ohne Dämpfungsschlitze gem. Bild 11

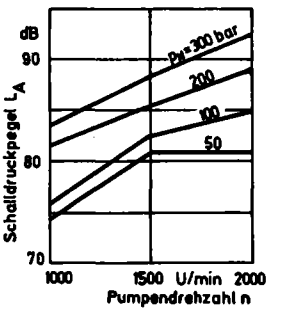


Bild 13. Schalldruckpegel L_A nach der Bewertungskurve A in Abhängigkeit von der Pumpendrehzahl n bei verschiedenen Systemdrücken

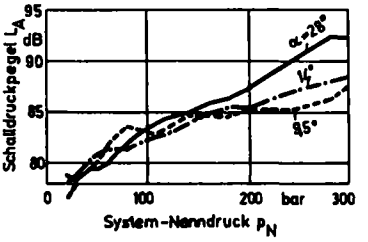


Bild 14. Schalldruckpegel L_A nach der Bewertungskurve A in Abhängigkeit vom Systemdruck p bei verschieden Pumpenschwenkwinkeln

23 Die Steuerung und Regelung hydrostatischer Fahrantriebe [6]

Hydrostatische Fahrantriebe für Schlepper und Landmaschinen werden heute grundsätzlich mit geschlossenem Ölkreislauf ausgeführt, bei dem die auftretenden Leckverluste durch eine Speisepumpe, deren Fördermenge etwa 10–20% des Hauptstroms beträgt, ersetzt und über Rückschlagventile in die jeweilige Niederdruckleitung eingepreßt werden. Die Regel- und Steuereinrichtungen müssen daher für geschlossenen Kreislauf, mit zwei Drehrichtungen bei den Ölmotoren, geeignet sein.

Hydrostatische Fahrantriebe lassen sich relativ einfach steuern und regeln, wobei alle eingegebenen Impulse letztlich dazu dienen, die Ausschwenkung von Trommel oder Schiefscheibe bei Pumpe oder Ölmotor zu verändern. Als Ausgangsgrößen dienen dabei Drükke, Drehzahlen, Fördermengen oder auch kennzeichnende Fahrzeugdaten wie Zugkräfte, Drehmomente, Fahrgeschwindigkeiten usw. Oft wird dabei die Forderung gestellt, das Getriebe in Abhängigkeit von weiteren Leistungsverbrauchen, wie z. B. Zapfwelle oder Dreschtrommel zu verstellen.

Aus dem Vorstehenden ergibt sich, daß die Ausführung von Regel- und Steuereinrichtungen außerordentlich vielgestaltig durchführbar ist und grundsätzlich mit Hilfe mechanischer, hydraulischer, pneumatischer oder elektrischer Bauelemente verwirklicht werden kann. Im Rahmen dieser Ausführungen ist daher eine Beschränkung auf einige Konstruktionen, die praktisch zur Anwendung kommen, erforderlich.

Die Mehrzahl der mit hydrostatischen Fahrantrieben ausgestatteten Fahrzeuge hat keine Regelung, sondern nur eine einfache Steuereinrichtung zur Verstellung der Ölpumpe bzw. des Ölmotors. Im Normalfall geschieht das durch eine mechanisch betätigte hydraulische Folge-

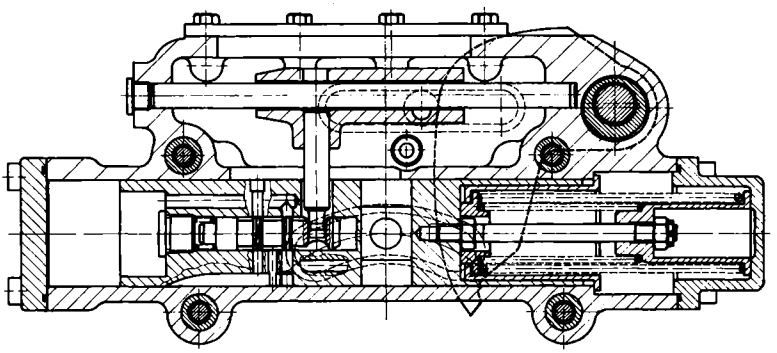


Bild 15. Mechanisch, durch Kurvenscheibe betätigte Folgesteuerung für ein Hydrogetriebe

steuerung gem. Bild 15. Bei ihr ist einer Fuß- oder Handpedalstellung eindeutig eine Pumpenstellung zugeordnet. Entsprechend dem Widerstand an den Triebrädern entsteht im Getriebe der Öldruck und man kann nur am Drehzahlabfall des Antriebsmotors hören, ob die Leistungsgrenze erreicht ist. Um die 0-Lage der Ölpumpe eindeutig zu finden, wird bei der dargestellten Ausführung der Pilot der Folgesteuerung durch eine Kurvenscheibe, deren Lage justiert werden kann, betätigt. Diese Ausführung hat sich zur Vermeidung der unerwünschten „Schleichfahrt" sehr gut bewährt. Im Bereich der 0-Lage ist ein großer Drehwinkel der Kurvenscheibe einer kleinen Pilotverschiebung und bei voller Ausschwenkung der Pumpe einer kleinen Verdrehung der Kurvenscheibe, eine große Pilotverschiebung zugeordnet. Das hat zur Folge, daß der Anfahrvorgang sehr sanft, d. h. mit geringer Beschleunigung erfolgen kann. Wegen der fehlenden Regelung kommt es hin und wieder vor, daß der Antriebsmotor abgewürgt wird. Ein erneutes Anlassen ist nur möglich, wenn die Pumpe zwischenzeitlich in die 0-Lage geschwenkt wird, was wegen des dann fehlenden Steueröls mit der Servobetätigung nicht geht. Aus diesem Grund erhält der Kolben der Servobetätigung eine Federzentrierung mit deren Hilfe die Pumpe bei stillstehendem Antriebsmotor in die 0-Lage gedrückt wird.

Um zu vermeiden, daß sich das Fahrzeug selbsttätig in Bewegung setzt, werden zweckmäßigerweise auch die Fußfahrpedale oder Handfahrhebel mit einer Federzentrierung für die 0-Stellung versehen. Damit wird außerdem erreicht, sofern Pedale oder Hebel nicht eingerastet sind, daß das Fahrzeug selbsttätig zum Stillstand kommt, wenn die Füße oder Hände von den Betätigungseinrichtungen genommen werden.

Sofern ein Kompaktgetriebe vorliegt, bei dem Ölpumpe und Ölmotor in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht sind, ist eine Sekundärverstellung, d. h. Veränderung des Schluckvolumens des Ölmotors, relativ leicht durch ein mechanisches Koppelglied zwischen Pumpe und Ölmotor zu verwirklichen (ATH, Bd. II, Kap. 3.7, Bild 10a). Damit läßt sich der Idealfall, wonach die Rückschwenkung des Ölmotors beginnt, wenn die Pumpe ihre volle Fördermenge erreicht hat, zwar nicht verwirklichen, aber doch eine für praktische Verhältnisse ausreichend genaue Steuerung des Ölmotors. Bei aufgelöster Bauweise, oder bei exakt gewünschter Steuerfolge ist eine mechanische Koppelung nur schwer möglich, sondern der Ölmotor muß eine eigene Steuereinrichtung erhalten. Praktisch bewährt haben sich dafür sog. Zweistufenverstelleinrichtungen bei der man zwischen der vollen und einer reduzierten Ölmotorausschwenkung wählen kann, es ergibt sich die Wirkung, die man mit einem nachgeschalteten 2-Gang-Stufengetriebe erhält. Die Verstellung der Sekundäreinheit, d. h. des Ölmotors ist bei bestimmten Ausführungen auch während der Fahrt möglich,

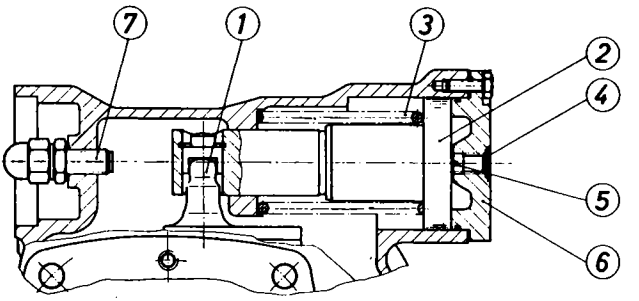


Bild 16. Hydraulisch betätigte Zweistufen-Verstelleinrichtung für Verstellmotor:
1 Stellzapfen, 2 Stellkolben, 3 Feder, 4 Steueröl anschluß, 5 Drossel, 6 Anschlag (fest eingestellt), 7 Anschlag (einstellbar)

wobei die Verstellgeschwindigkeit mit einer Drossel beeinflußt werden kann (Bild 16).

Eine stufenlose Verstellung des Ölmotors ist mit einer hydraulisch fernbetätigten Servoverstelleinrichtung gem. Bild 17 möglich. Die Funktion ist wie folgt:

Die dem Zuganker 12 zugewandte Stirnfläche des Steuerkolbens 3 wird über den Anschluß 8 mit Fernsteueröl beaufschlagt; die Gegenfläche ist zum Tank hin entlastet. Weil sich der Steuerkolben (Pilot) 3 über den Zuganker 12 und den Federteller 11 auf einer vorgespannten Druckfeder 10 abstützt, wird ein Verstellvorgang erst eingeleitet, wenn der Fernsteuerdruck einen der Druckfedervorspannung entsprechenden Wert erreicht hat. Der Steuerkolben (Pilot) 3 wird dann gegen die Kraft der Druckfeder 10 zur druckentlasteten Seite hin verschoben und öffnet über eine Steuerkante den Zufluß zur größeren Kolbenfläche des Servokolbens 2 für das Servo-Steueröl. Der Servokolben 2 wird so weit in Richtung kleinerem Schwenkwinkel verstellt, bis Gleichgewicht zwischen dem auf den Steuerkolben (Pilot) 3 wirkenden Fernsteuerdruck und der Kraft der Druckfeder 10 besteht.

Wird der Fernsteuerdruck abgesenkt, dann zieht die nun überwiegende Kraft der Druckfeder 10 den Steuerkolben (Pilot) 3 in die Gegenrichtung. Über eine Steuerkante wird der Raum um die größere Kolbenfläche des Servokolbens 2 zum Servo-Steueröl-Ablauf 5 hin geöffnet, so daß das darin eingeschlossene Servo-Steueröl drucklos abfließen kann. Das über den Servo-Steueröl-Anschluß 4 zufließende Servo-Steuröl verschiebt den Servokolben 2 so lange in Richtung größerem Schwenkwinkel, bis wieder Gleichgewicht zwischen dem auf den Steuerkolben (Pilot) 3 wirkenden Fernsteuerdruck und der Kraft der Druckfeder 10 besteht.

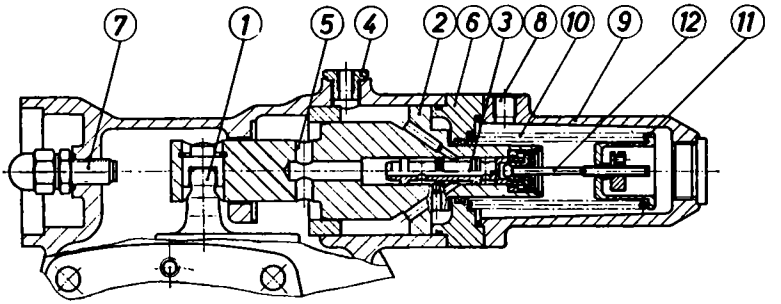


Bild 17. Hydraulisch betätigte Servo-Verstelleinrichtung:
1 Stellzapfen, 2 Servokolben, 3 Steuerkolben (Pilot), 4 Servo-Steueröl-Anschluß, 5 Servo-Steueröl-Ablauf, 6 Anschlag (fest eingestellt), 7 Anschlag (einstellbar), 8 Fernsteueröl-Anschluß, 9 Deckel, 10 Druckfeder, 11 Federteller, 12 Zuganker

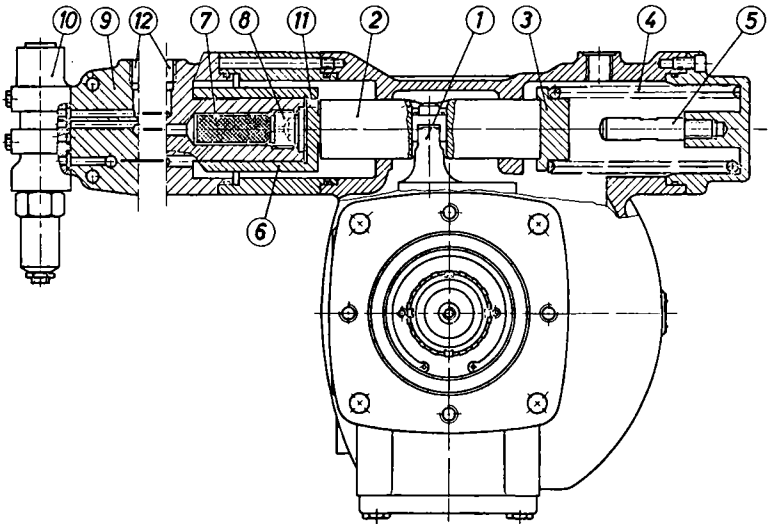


Bild 18. Regelmotor:
1 Stellzapfen, 2 Führungskolben, 3 Federteller, 4 Druckfeder, 5 Anschlag, 6 Topfkolben 7 Filter, 8 Drossel, 9 Deckel, 10 Druckregler, 11 Drossel, 12 Hochdruckanschluß

Eine hochdruckabhängige Regeleinrichtung für einen Ölmotor zeigt Bild 18.

Der Stellzapfen 1 greift in den Führungskolben 2 ein und stellt die Verbindung zum Schwenkgehäuse des Motors her. Bei Drücken, die unterhalb des Regelbeginns liegen, wird der Führungskolben 2

durch eine Druckfeder 4 über den Federteller 3 gegen den am Deckel 9 anliegenden Topfkolben 6 gehalten. Diese Stellung entspricht dem minimalen Schluckvolumen.

Erreicht und überschreitet der wirkende Hochdruck den im Druckregler (10) für den Regelbeginn eingestellten Wert, dann öffnet der Regelkolben im Druckregler (10) und läßt aus dem Hochdruckkreislauf eine bestimmte Ölmenge über eine Bohrung und einen Filter (7) im Deckel (9) in den Raum zwischen Deckel (9) und Topfkolben (6) abströmen. Die abströmende Ölmenge erzeugt vor der im Topfkolben (6) eingeschraubten Drossel (11) einen Staudruck, der auf die Topfkolbenfläche wirkt und eine Kraft in Richtung zum max. Schwenkwinkel ausübt. Unter dieser Kraft wird der Topfkolben (6) mit dem Führungskolben (2) und dem Federteller (3) gegen die Feder (4) auf den Anschlag (5) gedrückt. Das Schwenkgehäuse wird dabei über den Stellzapfen (1) mitgenommen. Die neue Stellung entspricht dem maximalen Schluckvolumen V_{max}. Durch Einbau einer Drossel (8) in den Filter (7) ist es möglich, die Differenz zwischen dem Hochdruck bei Regelende und dem Absicherungsdruck der Anlage zu vergrößern.

Die vorstehend beschriebene Regeleinrichtung verleiht dem hydrostatischen Getriebe im Bereich der Ölmotorenverstellung eine ähnliche Charakteristik wie sie vom hydrodynamischen Wandler her bekannt ist.

Soll die Bedienung eines hydrostatisch angetriebenen Fahrzeugs derjenigen eines hydrodynamisch angetriebenen Fahrzeugs weitgehend entsprechen, empfiehlt sich die sog. „automotive Steuerung", wobei man dann allerdings für die Wahl der Vorwärts- oder Rückwärtsfahrt eine zusätzliche Schalterbetätigung in Kauf nehmen muß. Die grundsätzliche Anordnung ist aus Bild 19 ersichtlich. Der von der Hilfspumpe geförderte Steuerstrom steigt mit zunehmender Drehzahl des Antriebsmotors. Damit verändert sich der Staudruck, welcher auf die vom Fahrtrichtungsventil vorgewählten Kolbenseite des Pumpenverstellzylinders wirkt. Höherer Staudruck wirkt im Sinne einer vergrößerten Pumpenausschwenkung und somit zunehmender Fahrgeschwindigkeit. Bei Drosselung der Drehzahl des Antriebsmotors, wegen Überschreitung der Leistungsgrenze, nimmt der Förderstrom der Steuerpumpe ab, der Staudruck sinkt und die Pumpe wird in Richtung kleinerer Fördermenge verschwenkt.

Verändert sich der Fahrwiderstand, nimmt z. B. dadurch der Arbeitsdruck zu, so schwenkt die Pumpe aufgrund der veränderten Rückstellkräfte, die auf den Stellzylinder wirken, ebenfalls zurück. Daher ist die vorstehende Regelung für Schlepper weniger geeignet, weil jeder Veränderung des Fahrwiderstandes eine Geschwindigkeitsänderung folgt, wenn nicht manuell nachreguliert wird.

Übersteuert werden kann der Regelvorgang durch ein sog. Inchventil mit welchem der Staudruck zu beeinflussen ist. Bei ganz geöffnetem

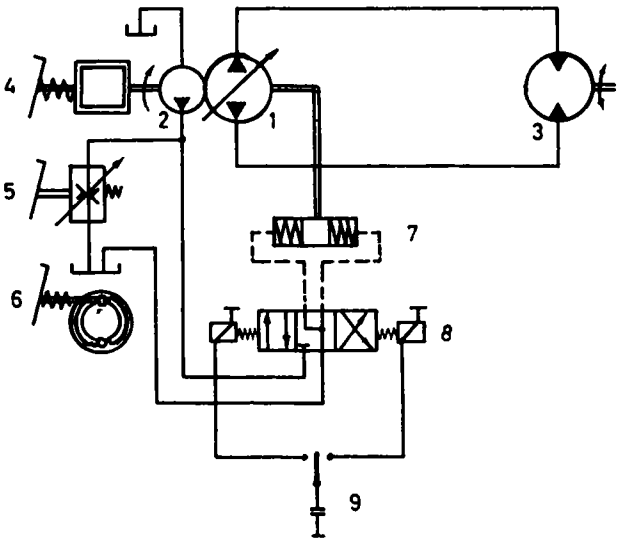


Bild 19. Geschwindigkeitssteuerung eines hydrostatischen Fahrantriebes (automotive Steuerung), vereinfachte Darstellung:

1 Verstellpumpe
2 Hilfspumpe
3 Konstantmotor
4 Gaspedal
5 Inchventil
6 Bremspedal
7 Stellkolben der Verstellpumpe
8 Fahrtrichtungsventil
9 Wählschalter für Fahrtrichtung

Ventil bricht der Staudruck zusammen, die Pumpe schwenkt in ihre 0-Lage und das Fahrzeug kommt zum Stillstand. In diesem Fall steht die Leistung des Antriebsmotors in voller Höhe einem anderen Verbraucher, z. B. der Zapfwelle, zur Verfügung. Gegenüber hydrodynamischen Antrieben bleibt ein Hauptvorteil hydrostatischer Antriebe, dem drehzahlunabhängigen Verlauf des Hydromotormoments, erhalten. Dadurch können hohe Zugkräfte bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten, verbunden mit geringem Leistungsbedarf, verwirklicht werden. Eine ähnliche, allerdings weniger vollkommene Charakteristik, erhält man, wenn hydrodynamische Getriebe mit einem Stellwandler ausgerüstet werden. Der Schaltplan einer automotiven Steuerung mit Inchventil ist in Bild 20 dargestellt.

Eine Weiterentwicklung der vorstehend beschriebenen „automotiven Steuerung", die u. a. am Systemschlepper Intrak zur Anwendung gelangt und gemeinsam von KHD und Linde entwickelt wurde, erfüllt alle Forderungen, die nach dem heutigen Stand der Technik an eine Getriebesteuerung für Traktoren zu stellen sind. Diese sind:

1. Sufenlose Wandlung von Drehmoment und Drehzahl und damit stufenlose Veränderung der Fahrgeschwindigkeit und volle Ausnutzung der Leistung der Antriebsmaschine,
2. Automotives, d. h. PKW ähnliches, Fahrverhalten bei variabler Drehzahl der Antriebsmaschine, Beschleunigungsverhalten und Geschwindigkeit werden im Rahmen der zur Verfügung stehenden Leistung vom Fahrer bestimmt,
3. Automatische Leistungsregelung durch Begrenzen der Drehzahldrückung der Antriebsmaschine, wobei den Nebenabtrieben wie Zapfwelle, Frontladerpumpe usw. Priorität eingeräumt wird,
4. Einwandfreies Bremsverhalten.

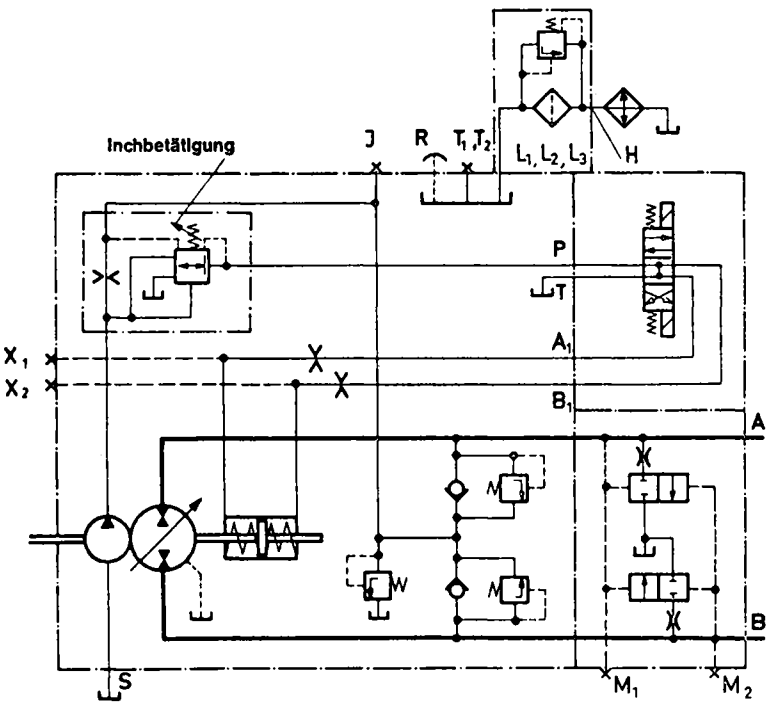


Bild 20. Schaltplan einer „automotiven Steuerung" mit Inchventil

A, B Motoranschlüsse A_1 B_1 Stellölanschlüsse
S Sauganschluß L_1 L_2 L_3 Leckölanschlüsse
T_1 Anschluß für Öleinfüllung T_2 Anschluß für Ölablaß
P Zulauf für hydr. Verstellung R Entlüftung
X_1 X_2 Anschlüsse für Stelldrücke H Kühler
J Speiseflüssigkeit M_1 M_2 Meßanschluß für Hoch- bzw. Niederdruck

Diese neue Steuerung [7, 8 u. 9], deren Schaltplan in Bild 21 dargestellt ist, hat zusätzlich zum Inchventil eine Grenzlastautomatik, mit der verhindert wird, daß die Antriebsmaschine, infolge Leistungsüberschreitung durch die Verbraucher „abgewürgt" wird. Für die Verschwenkung von Pumpe und Hydromotor sind hydraulisch vorgesteuerte Servoverstellungen gewählt worden, bei denen die druckabhängigen Rückstellkräfte der Triebwerke keinen Einfluß haben. Somit entfällt die „Wandlercharakteristik" und es kann innerhalb des Leistungsangebotes unabhängig vom Fahrwiderstand, mit konstanter Geschwindigkeit gefahren werden.

Die Steuerpumpe (9) liefert einen der Drehzahl des Antriebsmotors proportionalen Steuerstrom, der über die Leistungsdrossel im Grenzlastventil (3) zur Fahrdrossel (4) sowie zu den Servoverstellungen von Hauptpumpe (1) und Hydromotor (2) geführt wird. Der dabei entstehende Staudruck wird zur Verstellung der Triebwerke benutzt. Die Fahrgeschwindigkeit wird getriebeseitig zunächst nur durch die Einstellung der sog. Fahrdrossel (4), die dem Inchventil entspricht, bestimmt. Durch Verändern der Drosselöffnung wird der Staudruck in seiner Größe beeinflußt. Bei kleinstem Drosselquerschnitt ist der maximale Staudruck vorhanden, der bewirkt, daß über die jeweilige Servoverstellung, die Pumpe (1) auf maximale Fördermenge und der

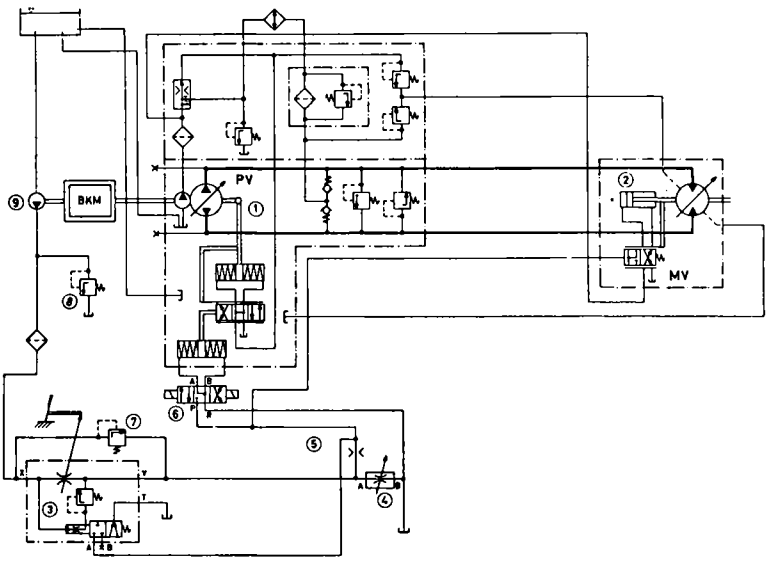


Bild 21. Schaltplan einer Schleppergetriebesteuerung mit Fahrdrossel und Grenzlastventil

Motor (2) auf kleinste Schluckmenge geschwenkt ist, eine Einstellung die bekanntlich der maximalen Fahrgeschwindigkeit entspricht. Wird die Fahrdrossel geöffnet, so sinkt der Staudruck ab, was zur Folge hat, daß zunächst der Ölmotor auf größte Ausschwenkung gebracht und bei weiterem Abfall des Staudruckes, die Pumpe auf kleinere Fördermenge gestellt wird. Die Fahrgeschwindigkeit geht also zurück. Durch geeignete Auslegung ihrer Servoverstellungen wird erreicht, daß die Bewegungen von Motor und Pumpe lückenlos aufeinanderfolgen und somit jeder Öffnung der Fahrdrossel, unter Berücksichtigung der jeweiligen Drehzahl der Antriebsmaschine, eine ganz bestimmte Fahrgeschwindigkeit zugeordnet ist. Beim Beschleunigen erfolgen die Verstellvorgänge entsprechend in umgekehrter Reihenfolge.

Diese Getriebesteuerung arbeitet in der beschriebenen Art so lange, wie die Summe aus Fahrleistung und Zapfwellenleistung (oder anderer Nebenabtriebe) unterhalb der Leistung liegt, die der Antriebsmotor bei der eingestellten Drehzahl maximal abgeben kann. Wird die Leistungsgrenze überschritten, so tritt das Grenzlastventil in Funktion und verhindert eine unerwünschte Drehzahldrückung des Antriebsmotors.

Die Funktion des Grenzlastventils ist aus Bild 22 zu ersehen. Ein Teil des von der Steuerpumpe geforderten Ölstromes fließt über Anschluß x zur Leistungsdrossel D2 und von dort über den Anschluß y zur Fahrdrossel. Über ein Koppelgestänge wird die Drossel D2 am Hebel H in Abhängigkeit vom „Gaspedal" des Antriebsmotors so verstellt, daß immer ein Druckgefälle von 10 bar vom Anschluß x zum Anschluß y besteht. Der andere Teil des Steuerstromes fließt durch das Filter F über den Ringkanal R in den Raum 1 vor der Membran, weiter durch die Blende D1 in den Raum 2 hinter der Membran und von dort über das auf $\Delta p = 8$ bar eingestellte Druckbegrenzungsventil zum Anschluß y. Die Druckdifferenz von 2 bar an der Membran reicht aus, ihre Spannung zu überwinden und über den Stößel S und die Prallplatte P die Bypass-Ventile A und B geschlossen zu halten. Verringert sich wegen abnehmender Drehzahl der Antriebsmaschine der Steuerstrom und sinkt damit das Druckgefälle an der Membran unter $\Delta p = 2$ bar, so streckt sich die Membran und die Prallplatte P hebt von den Bypass-Ventilen A und B ab. Da Anschluß A mit der Steuerleitung y verbunden ist und Anschluß B mit dem Tank, entsteht ein Kurzschluß, der den augenblicklichen Zusammenbruch des Steuerdruckes zur Folge hat. Das bewirkt wiederum eine Verstellung der Triebwerke in Richtung kleinerer Leistungsaufnahme, wodurch die Drehzahldrückung der Antriebsmaschine verschwindet, der ursprüngliche Staudruck wieder hergestellt und die Bypass-Ventile A und B wieder geschlossen werden.

Somit bewirkt das Grenzlastventil, daß gleichgültig von wem die Leistung abgenommen wird, bei Drehzahlabfall des Antriebsmotors

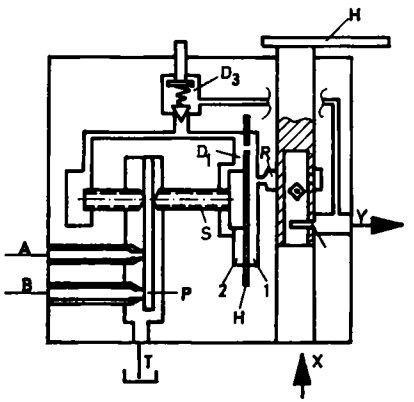


Bild 22. Funktionsbild eines Grenzlastventils mit Leistungsdrossel

die Fahrleistung so lange verringert wird, bis das Gleichgewicht zwischen abgegebener und aufgenommener Leistung wieder hergestellt ist. In der Praxis bedeutet das, daß z. B. die Zapfwellendrehzahl eingehalten wird, unabhängig davon wie groß der Fahrwiderstand an den Rädern und durch angebaute oder angehängte Geräte auch sein mag.

24 Die Auslegung hydrostatischer Fahrantriebe [10]

An einem Schlepper mögen äußere Kräfte gemäß Bild 23 angreifen, wobei Beschleunigungskräfte und Luftwiderstände vernachlässigt sind. Darin bedeuten Z = Zugkraft, T = Triebkraft an den Rädern, G = Gewicht, G_h = Hinterachslast, G_v = Vorderachslast, R_h = Rollwiderstand an den Hinterrädern, R_v = Rollwiderstand an den Vorderrädern.

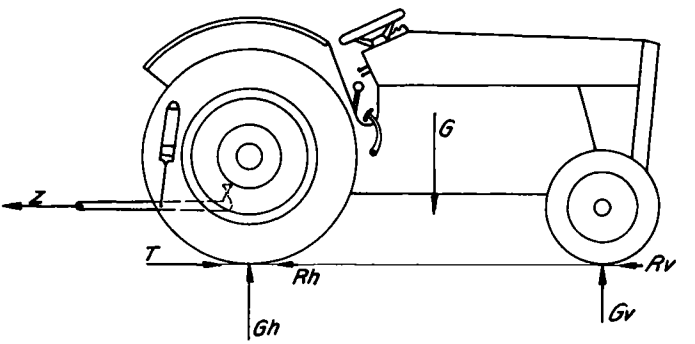


Bild 23. Äußere Kräfte am Schlepper

Die Triebkraft T soll die aufgrund der Hinterachslast G_h und des Kraftschlußbeiwertes μ, max. übertragbare Kraft sein.

$$T = G_h \cdot \mu = Z + R_h + R_v$$

Unter günstigen Bedingungen kann $\mu = 1{,}0$ auftreten, d. h., daß das auf den Triebrädern ruhende Gewicht voll in Triebkraft umgesetzt werden kann. Sind am Schlepper Geräte angebaut, so kommt der dadurch auf die Triebräder entfallende Gewichtsanteil noch hinzu. Durch die unter der Wirkung der Zugkraft Z eintretende Achslastverlagerung wird die Triebachse zusätzlich belastet, so daß im Grenzfall Schlepper- und Gerätegewicht die Triebachse belasten (ATH, Bd. 2, 3.6 Ackerschlepper, S. 1018ff.).

Ist r_w der wirksame Halbmesser der Triebräder, so ist das erforderliche Moment

$$M_m = \frac{T \cdot r_w}{i},$$

welches vom Ölmotor, unter Berücksichtigung der zwischengeschalteten Übersetzungsstufen der Achse und der evtl. nachgeschalteten Stufengetriebe, bei max. Druck, aufgebracht werden muß. Es ist zweckmäßig, das Abtriebsmoment des Ölmotors möglichst so zu wählen, daß unter normalen Verhältnissen die Triebräder durchrutschen, bevor ein Sicherheitsventil anspricht, da sonst die gesamte Energie zu oft in Wärme verwandelt wird und Getriebeschäden entstehen können.

Die max. Drehzahl des Ölmotors ergibt sich aus der gewünschten max. Fahrgeschwindigkeit nach der Formel

$$n_{M\,max} = \frac{v \cdot i}{2\pi \cdot r_w}.$$

Mit diesen Daten kann jetzt ein geeigneter Ölmotor anhand von Firmenkatalogen ausgewählt werden. Ist die geforderte Drehzahl höher als die angegebene zulässige Höchstdrehzahl, so muß geprüft werden, ob für den gewählten Ölmotor vielleicht mit reduziertem Ausschwenkwinkel die gewünschte Drehzahl möglich ist. Man kommt damit zu primär/sekundär verstellten Hydro-Einheiten. Werden auch dann die Fahrzeugbedingungen noch nicht erfüllt, bleiben nur die Möglichkeiten, entweder mehrere kleine Ölmotoren mit großen Drehzahlbereichen im Parallelbetrieb zu verwenden oder mit nachgeschaltetem Stufengetriebe zu arbeiten.

Unter Berücksichtigung der geforderten Maximaldrehzahl des Ölmotors $n_{M\,max}$ und des dabei möglichen spezifischen Schluckvolumens V_M ergibt sich die erforderliche max. Fördermenge

$$Q_P = \frac{V_M \cdot n_{M\,max}}{\eta_{vol}},$$

die die Ölpumpe bei Nenndrehzahl der Antriebsmaschine erbringen muß, wobei die entstehenden Leckverluste durch Berücksichtigung des volumetrischen Wirkungsgrades festgehalten werden. Damit kann eine geeignete Pumpenausführung aus dem Angebot ausgewählt werden.

Mit den vorstehenden Daten und der Leistung P_{Antr} der Antriebsmaschine kann jetzt das Zugkraftdiagramm gemäß Bild 1 oder 2 aufgezeichnet werden. Aus diesem Diagramm ist zu ersehen, bei welcher Geschwindigkeit die volle Leistung noch übertragen und welche Zugkraft bei der max. Geschwindigkeit noch aufgebracht werden kann. Dabei müssen die Wirkungsgrade des hydrostatischen Getriebes entsprechend berücksichtigt werden.

Beispiel für die überschlägige Berechnung eines hydrostatischen Getriebes mit einer Verstellpumpe und einem Verstellmotor.

Eine ausführliche Berechnung hydrostatischer Getriebe siehe [10].

Mit den Indizes 1, 2, 3 werden folgende Zustände bezeichnet:

1. Geschwindigkeit, bis zu welcher die max. Zugkraft entwickelt und ab welcher die volle Antriebsleistung übertragen werden kann,
2. Geschwindigkeit, bei welcher die Ölpumpe ihre volle Fördermenge erbringt und die Rückschwenkung des Ölmotors beginnt,
3. Maximalgeschwindigkeit.

Triebkraft $T_{max} = 50000$ N,

Wirksamer Halbmesser $r_w = 0{,}75$ m,

Triebradmoment $M_T = Z_{max} \cdot r_w = 50000 \cdot 0{,}75 = 37500$ Nm,

Achsübersetzung $i_A = 45$ Achswirkungsgrad $\eta_A = 0{,}94$,

$$\text{Ölmotormoment } M_{M\,max} = \frac{M_T}{i_A \cdot \eta_A} = \frac{37500}{45 \cdot 0{,}94} = 886{,}52 \text{ Nm}$$

max. Fahrgeschwindigkeit $v_{max} = 25$ km/h $= 6{,}94$ m/s,

$$\text{Ölmotordrehzahl } n_{M\,max} = \frac{i \cdot v \cdot 60}{2 r_w \cdot \pi} = \frac{45 \cdot 6{,}94 \cdot 60}{2 \cdot 0{,}75 \cdot \pi} = 3978{,}87 \frac{1}{\text{min}}$$

Gewählt wird ein Ölmotor Typ BMF 140 gem. Tab. I mit einem zulässigen Maximaldruck von 420 bar und einem Motormoment von 915,3 Nm. In der Praxis kann man nur mit der Druckdifferenz Δp zwischen Hoch- und Niederdruck rechnen, da wegen der laufenden Ergänzung der Leckverluste die Niederdruckleitung ständig etwas vorgespannt sein muß.

Um das Moment $M_{M\,max} = 886{,}52$ Nm aufzubringen, ist ein Δp von

$$\frac{886 \cdot 52 \cdot 420}{915{,}3} = 406{,}79 \text{ bar erforderlich.}$$

Die zulässige Drehzahl bei voller Ausschwenkung beträgt $n_{M_2} = 2700 \frac{1}{\text{min}}$

Damit ergibt sich eine Fahrgeschwindigkeit

$$v_2 = \frac{n_{M_2} \cdot 2r_w \cdot \pi}{i_A \cdot 60} = \frac{2700 \cdot 2 \cdot 0{,}75 \cdot \pi}{45 \cdot 60} = 4{,}71 \frac{m}{s} = 16{,}96 \text{ km/h}.$$

Zum Erreichen der Maximalgeschwindigkeit $v_{max} = 25$ km/h muß der Schwenkwinkel des Ölmotors reduziert werden, wozu der genaue Zusammenhang zwischen zulässiger Drehzahl und Schwenkwinkel vom Hersteller zu erfragen ist.

Die erforderliche Fördermenge der Ölpumpe ergibt sich wie folgt:

$$Q_{P\,max} = \frac{V_{M\,max} \cdot n_{M_2}}{\eta_{vol} \cdot 1000} = \frac{140 \cdot 2700}{0{,}96 \cdot 1000} = 393{,}75 \frac{l}{min} = 6{,}56 \frac{l}{s}.$$

Angenommen die Nenndrehzahl der Antriebsmaschine betrage $2400 \frac{1}{min}$, so ergibt sich die erforderliche spez. Fördermenge der Pumpe zu

$$V_{P\,max} = \frac{Qp}{n_{AM}} = \frac{393{,}75}{2400} = 0{,}164 \frac{l}{U} = 164 \frac{cm^3}{U}.$$

Als Pumpe kann gewählt werden die Baugröße SVP 25 gem. Tabelle III die mit $Vp = 165{,}8$ cm³ die Forderung gut erfüllt.

Die Leistung der Antriebsmaschine bestimmt sich nach der Fahrgeschwindigkeit, bei welcher die max. Zugkraft noch erbracht werden soll. Wie aus Tabelle III ersichtlich beträgt die Eckleistung der Pumpe Peck = 227 KW bei 350 bar. Eine derartige Leistung für einen Schlepper mit der angenommenen Triebkraft $T_R = 50000$ N vorzusehen ist wirtschaftlich wenig sinnvoll, abgesehen davon sind die ausgewählten Hydroeinheiten auch nicht in der Lage eine derartige Leistung über längere Zeit zu übertragen.

Für einen Schlepper ist eine vertretbare Forderung, daß die Leistung der Antriebsmaschine bei einer Geschwindigkeit von $v_1 = 3$ km/h noch auf den Boden übertragen werden kann. Dann ergibt sich:

1. Die Leistung der Antriebsmaschine

$$P_{Antr} = \frac{Q_{M_2} \cdot \Delta_p}{10 \cdot \eta_t} = \frac{V_{M\,max} \cdot n_{M_1} \cdot \Delta_p}{10 \cdot \eta_t} = \frac{V_{M\,max} \cdot v_1 \cdot i_A \cdot \Delta_p}{10 \cdot \eta_t \cdot 2\pi \cdot r_w}$$

$$P_{Antr} = \frac{0{,}140 \cdot 3 \cdot 45 \cdot 406{,}79}{10 \cdot 0{,}85 \cdot 3{,}6 \cdot 2\pi \cdot 0{,}75} = 53{,}32 \text{ KW}.$$

Man wird den Antriebsmotor so wählen, daß für den Fahrantrieb bei einer Drehzahl $n_{Antr} = 2400 \frac{1}{min} = n_p$ eine Leistung von etwa 55 KW zur Verfügung steht.

2. Der Arbeitsdruck bei max. Fördermenge der Pumpe

$$\Delta_{p_{2/3}} = \frac{P_{Antr} \cdot 10}{Q_p} = \frac{53{,}32 \cdot 10}{6{,}56} = 81{,}25 \text{ bar}.$$

3. Die Triebkraft bei max. Fördermenge der Pumpe und voller Ölmotorauschwenkung (v = 16,96 km/h)

$$T_2 = \frac{M_{M2} \cdot i_A \cdot \eta_A}{r_w} = \frac{V_{M\,max}\,\Delta_{p2}}{2\pi} \cdot \frac{i_A \cdot \eta_A}{r_w},$$

$$T_2 = \frac{140 \cdot 81{,}25 \cdot 45 \cdot 0{,}94 \cdot 10}{2\pi \cdot 75} = 10211 \text{ N}.$$

4. Die Schluckmenge V_{M3} des rückgeschwenkten Ölmotors bei der Maximalgeschwindigkeit von 25 km/h.

$$V_{M\,min} = V_{M3} = \frac{Q_p \cdot \eta_{vol}}{\eta_{M\,max}} = \frac{6{,}56 \cdot 0{,}96 \cdot 60 \cdot 1000}{3978} = 95 \frac{\text{cm}^3}{\text{U}}.$$

Beträgt die volle Ausschwenkung des Ölmotors etwa 25°, so muß er auf etwa 17° reduziert werden. Der Zusammenhang zwischen Schluckmenge und Ausschwenkung ist nicht linear.

5. Die Zugkraft bei der Maximalgeschwindigkeit

$$Z_3 = \frac{V_{M3} \cdot \Delta_p}{2\pi} \cdot \frac{i_A \cdot \eta_A}{r_w} = \frac{95 \cdot 81{,}25 \cdot 45 \cdot 0{,}94 \cdot 10}{2 \cdot 75} = 6928 \text{ N}.$$

25 Ausgeführte Beispiele

Alle Anwendungsfälle hydrostatischer Antriebe für Schlepper, basieren bisher fast ausschließlich auf der Verwendung von Axialkolbenmaschinen in Schnelläuferbauart. Dabei werden Schrägscheibeneinheiten oder Schwenktrommeleinheiten verwendet. In jüngster Zeit ist zu beobachten, daß Radialkolbenmaschinen, besonders als langsam laufende Hochmomentmotoren zunehmende Bedeutung gewinnen, nachdem man gelernt hat, die großen Kräfte, die innerhalb der Maschinen auftreten, zu beherrschen. Mit der Anwendung derartiger Hydroeinheiten verbindet sich der Vorteil, daß sie leicht als sog. Radnabenmotoren zum Einsatz gelangen können und deswegen platzsparend bauen. Der Nachteil der Hochmomentmotoren liegt darin, daß die auf dem Markt erschienenen Ausführungen nicht, oder nur beschränkt, im Hubvolumen veränderbar sind.

In Bild 24 ist der Motor der Firma *Hägglunds* dargestellt, dessen Funktion wie folgt ist:

In einem feststehenden Zylinderblock sind eine gerade Anzahl Arbeitskolben radial angeordnet. Im Zentrum des Blocks verteilt ein rotierendes Ventil die Druckflüssigkeit über Kanäle zu den Kolben. Die Kolbenkräfte werden über Rollen auf eine außenliegende Kurvenscheibe übertragen und zwingen diese zur Rotation. Die Kurvenscheibe ist über das Motorgehäuse auf dem feststehenden Zylinderblock gelagert und bildet den Abtriebsteil des Motors. Von der Abtriebsseite des rotierenden Gehäuses wird das Verteilerventil im Zentrum des Zylinderblocks über eine Kupplung mitgenommen.

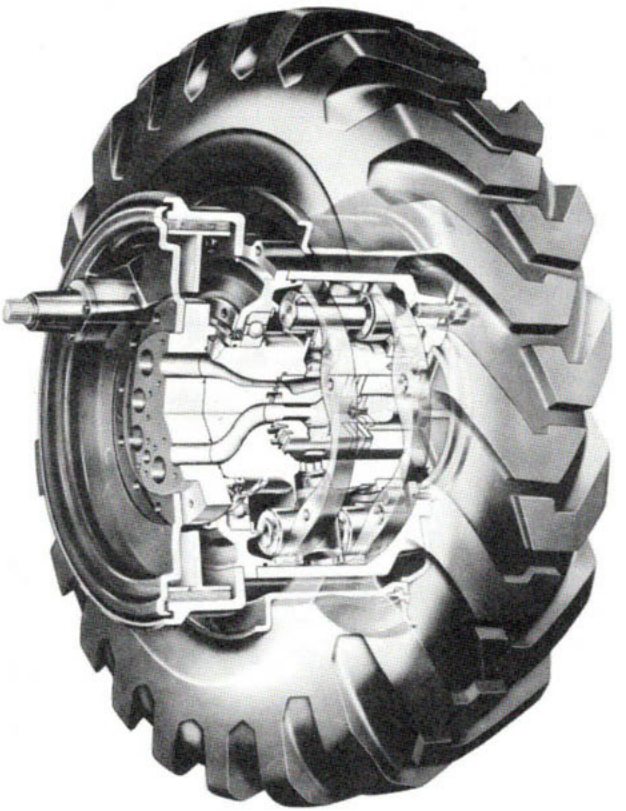


Bild 24. Hägglunds Radialkolben Radnabenmotor

Die Steuerung der Kolben erfolgt symmetrisch, damit die inneren Kräfte des Motors ausgeglichen sind. Die tangentialen Reaktionskräfte von der Kurvenscheibe werden durch seitliche Führungsrollen auf den feststehenden Zylinderblock übertragen.

Die Arbeitskolben sind von Querkräften entlastet.

Die Kurvenscheibe ist so ausgebildet, daß ein gleichförmiges, konstantes Drehmoment über die volle Umdrehung auch im Stillstand erhalten bleibt.

Durch einen dritten Ölanschluß kann der Motor auf halbes Schluckvolumen umgeschaltet werden; das bedeutet bei gleicher Leistung halbes Drehmoment bei doppelter Drehzahl.

Ein Radialkolbenmotor mit Exzenterwelle ist in Bild 25 dargestellt (Firma *Jahns*, Offenbach).

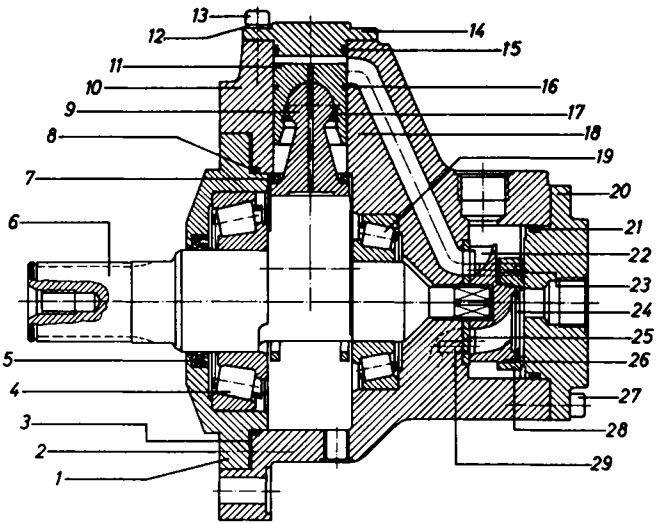


Bild 25. Jahns Radialkolbenmotor:

1 Gehäusedeckel
2 Innensechskantschrauben
3 Paßscheibe
4 Kegelrollenlager
5 Simmerring
6 Kurbelwelle
7 Rückzugring
8 O-Ring
9 Pleuel
10 Gehäuse
11 Kolben
12 Federring
13 Innensechskantschrauben
14 Zylinderdeckel
15 O-Ring
16 Kolbenring
17 Haltering
18 Seegerring
19 Kegelrollenlager
20 Abschlußdeckel
21 O-Ring
22 Steuerscheibe
23 Zylinderstift
24 Tellerfeder
25 Gleitscheibe
26 O-Ring
27 Innensechskantschrauben
28 Druckscheibe
29 Zylinderstift

Der Hydromotor hat eine Kurbelwelle, auf deren Exzenter bei Druckbeaufschlagung radial angeordnete Kolben-Pleuel-Einheiten wirken. Damit die Drehkraft immer maximal ist, müssen immer jene Kolben mit Drucköl angesteuert werden, die sich an einer Seite neben dem Exzenter befinden, d. h. die Kolben müssen 90° phasenversetzt zur Exzenterstellung Druckflüssigkeit erhalten.

Dies erfolgt mittels einer hydrostatisch entlasteten Axialsteuerung mit geringem Durchflußwiderstand.

Dadurch erzeugen die druckbeaufschlagten Kolben einen umlaufenden Kraftvektor, der, multipliziert mit der Kurbelwellenexzentrizität,

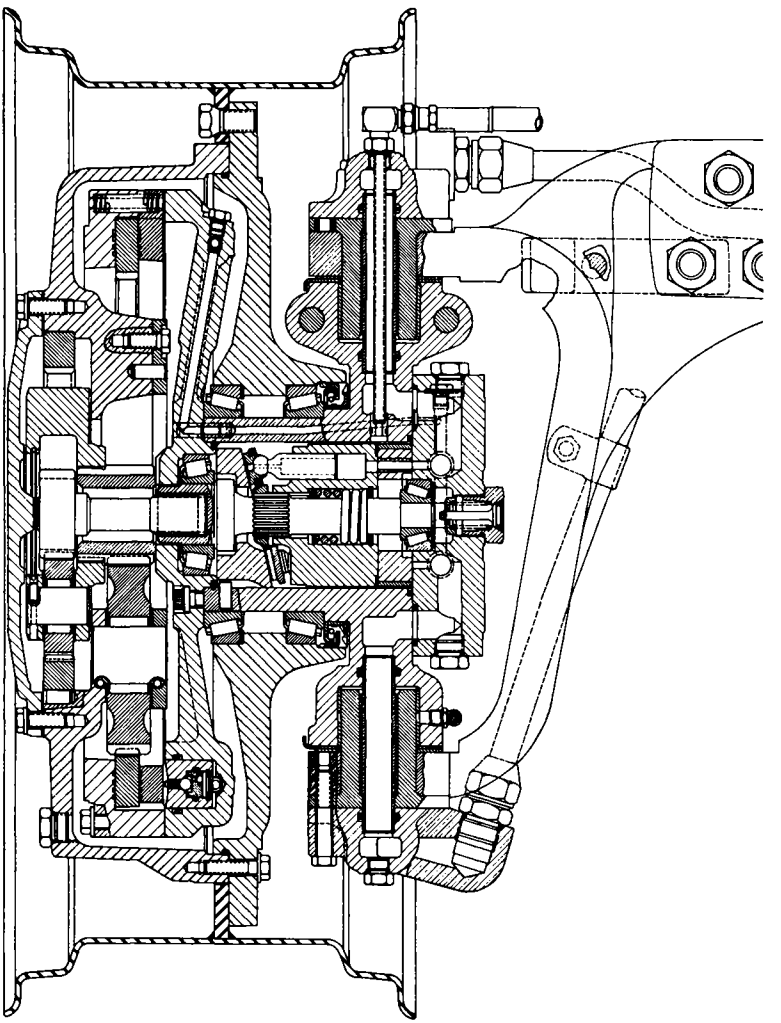


Bild 26. Schnittbild des hydrostatischen Vorderradantriebes am John Deere Schlepper

das Drehmoment ergibt. Jeweils zwei oder drei Kolben stehen mit dem Druckölanschluß, die restlichen mit dem Rücklauf in Verbindung.

Das Drehmoment des blockierten oder drehenden Motors steigt praktisch proportional dem aufgebrachten Öldruck. Im Hauptarbeitsbereich liegen die Gesamtwirkungsgrade zwischen 90% und 97%. Die

Anfahrdrehmomente liegen mindestens bei 90% der Betriebsmomente. Infolge der endlichen Kolbenzahl ergibt sich eine kinematisch bedingte Momentschwankung von $\pm 2{,}5\%$.

Oft werden hydrostatische Getriebe als Zusatzantriebe verwendet. Ein ausgeführtes Beispiel ist in Bild 26 für einen Schleppervorderradantrieb dargestellt (John Deere). Aus dem zugehörigen Schaltplan nach Bild 27 ist ersichtlich, daß der Vorderradantrieb in die übrige Schlepperhydraulik integriert ist, was einer zukunftweisenden Konzeption entsprechen dürfte.

Der Arbeitskreislauf besteht aus der Hydraulikpumpe (1), Hauptsteuergerät (2, 3) und zwei Planetenreduziergetrieben mit Hydromotoren (7, 8, 10, 11).

Die Antriebskraft für den hydrostatischen Frontantrieb wird von der hydraulischen Pumpe (1) erzeugt. Drucköl wird durch das Hauptsteuergerät zu den Hydromotoren in den Planetenreduziergetrieben geleitet.

Die Hydraulikmotoren sind in den Vorderachsschenkeln eingebettet. Das Rücklauföl wird zum Hauptsteuerventil und von dort zur Hydraulikpumpe zurückgeleitet. Ein Rückschlagventil (34) befindet sich in der Rücklaufleitung zwischen dem Hauptsteuerventil und der Hydraulikpumpe.

Der Arbeitskreislauf wird durch zwei Steuerschieber im Hauptsteuerventil geschaltet.

Der Hauptsteuerschieber (2), ein Ventil mit 3 Positionen, steuert:

Neutral, Vorwärtsfahrt und Rückwärtsfahrt.

Der zweite Schieber (3), als Drehmomentschieber bezeichnet, hat 2 Positionen:

Niederes Drehmoment (Arbeitsdrehmoment),
Hohes Drehmoment (Zusatzdrehmoment).

In „niederem Drehmoment" sind die Hydromotoren in Serie geschaltet und in „hohem Drehmoment" parallel.

Niederes Drehmoment oder Serienschaltung erzeugt einen Differentialsperreneffekt der beiden Vorderräder.

Der Hauptsteuerschieber und der Drehmomentschieber des Hauptsteuerventils werden durch 3 Magnetventile gesteuert:

Magnetschalter für Vorwärtsfahrt (4),
Magnetschalter für Rückwärtsfahrt (5),
Magnetschalter für hohes Drehmoment (6).

Wenn die Magnetschalter durch elektrischen Strom (12 Volt) erregt werden, wird Drucköl zu den Steuerschiebern geleitet, wodurch ihre Stellung bestimmt wird.

In „neutral" ist keiner der 3 Magnete erregt.

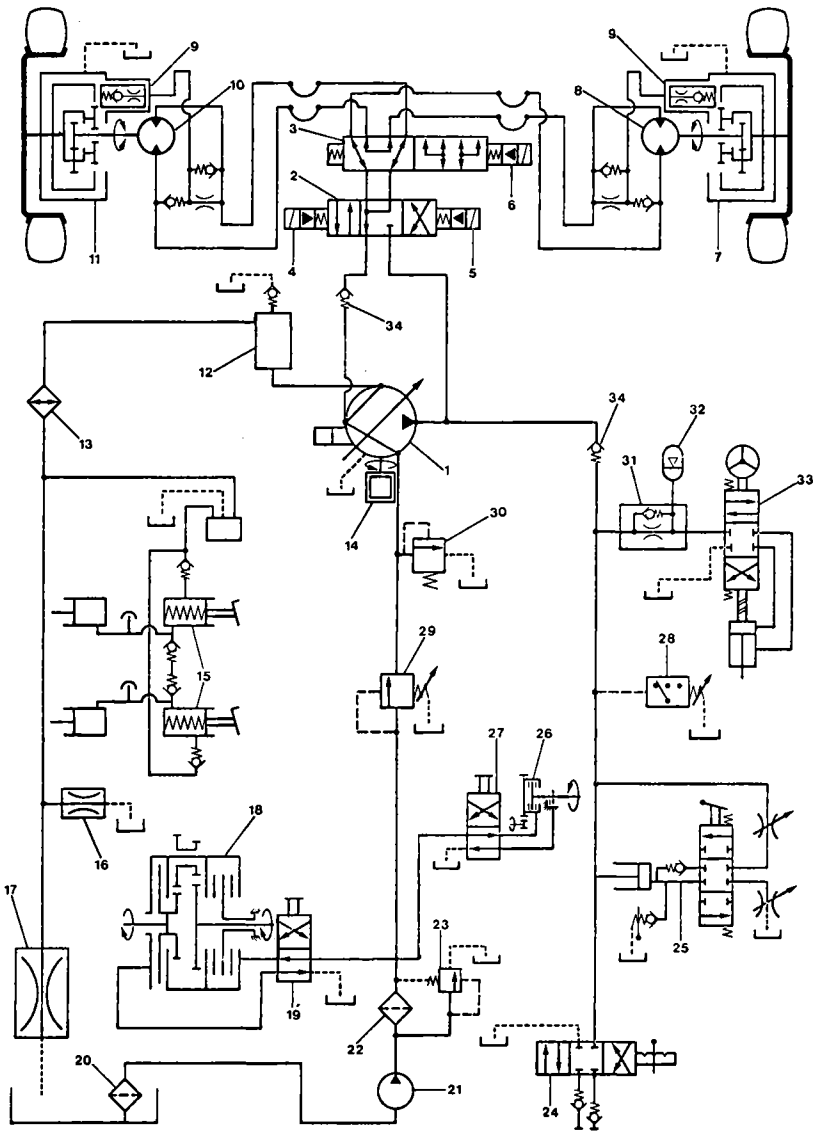


Bild 27. Hydraulischer Schaltplan des John Deere Schleppers

Der Hauptsteuerschieber wird durch Federn in seiner Mittelstellung gehalten, wodurch der Ölfluß von der Hydraulikpumpe (1) abgesperrt ist.

Der Drehmomentschieber wird durch eine Feder in seiner Position für niederes Drehmoment oder Serienstellung gehalten. Die Hydromotoren sind durch eine Kupplung getrennt und stehen still.

In „Vorwärtsfahrt – hohes Drehmoment" werden Vorwärtsmagnetschalter (4) und der Magnetschalter für hohes Drehmoment (6) erregt. Der Hauptsteuerschieber wird dadurch nach rechts gedrückt.

Der Magnetschalter für hohes Drehmoment leitet Drucköl auf die rechte Seite des Drehmoment-Steuerschiebers, wodurch die Ölmotoren parallel geschaltet werden.

Drucköl von der Hydraulikpumpe fließt nun zum rechten und linken Hydromotor zur gleichen Zeit. Das Öl tritt von oben in beide Hydromotoren ein.

Die Druckdifferenz zwischen Eingangsöl (Arbeitsdruck) und Ausgangsöl (Niederdruck) bestimmt hohes Drehmoment, da der volle Druckabfall für beide Hydromotoren zur Verfügung steht.

Da die gesamte Ölmenge zwischen den beiden Hydromotoren geteilt wird, ist nur die halbe Maximalgeschwindigkeit möglich. Eine Differentialsperrwirkung ist nicht mehr vorhanden.

In „vorwärts-niederem Drehmoment" wird der Vorwärtsmagnetschalter (4) durch das elektrische Steuersystem erregt. Das Magnetventil leitet Drucköl auf die linke Seite des Hauptsteuerschiebers, wodurch dieser nach rechts gedrückt wird.

Drucköl von der Hydraulikpumpe (1) kann nun am Drehmomentschieber vorbei zu dem linken Hydromotor (10), dann wieder vorbei am Drehmomentschieber zu dem rechten Hydromotor (8) fließen, d.h. die Motoren sind hintereinander geschaltet.

Das Rücklauföl fließt zurück durch das Hauptsteuerventil (2), durch das Rückschlagventil (34) zu der Einlaßseite der Hydraulikpumpe (1).

Die Druckdifferenz zwischen Eingang und Ausgang bestimmt das Drehmoment an beiden Hydromotoren. Das Eingangsöl am linken Hydromotor steht unter Arbeitsdruck, der Druck des Ausgangsöls beträgt die Hälfte des Arbeitsdruckes. Da der rechte Hydromotor Öl erhält, dessen Druck die Hälfte des Arbeitsdruckes beträgt, arbeiten beide Hydromotore mit der gleichen Druckdifferenz und geben nur das halbe Drehmoment ab.

Da die gesamte Ölmenge zuerst durch den einen und dann durch den anderen Motor fließt, ist die höhere Geschwindigkeit möglich.

Zum Rückwärtsfahren wird durch den Magnetschalter für Rückwärtsfahrt Drucköl auf die rechte Seite des Hauptsteuerschiebers (2) geleitet, wodurch dieser nach links gedrückt wird und somit der Ölstrom in umgekehrter Richtung wie bei Vorwärtsfahrt durch das System fließt, womit die entgegengesetzte Drehrichtung der Ölmotore

erreicht wird. Alle sonstigen Schaltvorgänge bleiben gleich wie bei Vorwärtsfahrt.

3 Schlepperkraftheber

Die Entwicklung der Schlepperkraftheber ist in den letzten Jahren durch folgende Merkmale gekennzeichnet:

Weitere Zunahme des Arbeitsvermögens und der Hubkräfte,

Bei größeren Schleppern und schweren Geräten deutlicher Trend von der Oberlenkerregelung zur Unterlenkerregelung,

Zunehmende Einführung der Mischregelung anstatt der wahlweisen Verwendung von Kraft- und Lageregelung,

Vereinzelte Einführung der sog. Zentralhydraulik zur Versorung aller Verbraucher mit hydrostatischer Energie,

Weitere Verbesserung der Regelqualität,

Arbeiten mit elektronischen Kraftheberregelungen.

Seit 1966 werden einige Schleppertypen mit einer Hydraulikanlage ausgerüstet, die nach dem „closed-center system" arbeitet und den Vorteil hat, daß nur eine Pumpe, im vorliegenden Fall eine Radialkolbenpumpe, erforderlich ist, um alle Verbraucher mit Drucköl zu versorgen. Dazu gehören u. a. Kraftheber, Steuergeräte für Frontlader, Mähwerk, ferngesteuerte Zylinder und Hydromotore, hydraulische Lenkung, hydrostatischer Vorderradantrieb und hydraulisch betätigte Bremsen. Der Schaltplan eines solchen Hydrauliksystems ist in Bild 27 dargestellt. Um allen Anforderungen gerecht zu werden, ist zusätzlich zur Hauptpumpe eine Speisepumpe vorhanden, die das System des Vorderradantriebes mit 7 bar vorspannt und außerdem für folgende Funktionen vorrangig benutzt wird:

Schalten des Lastschaltgetriebes sowie dessen Versorgung mit Schmieröl,

Betätigung der Differentialsperre bei größeren Schleppern,

Verwendung des Rücklauföles (3 bar) als Übertragungsmittel zur Bedienung der Betriebsbremse und zur Erfüllung weiterer Schmierfunktionen.

Die Fördermenge der Radialkolbenpumpe ist so geregelt, daß ein konstanter Druck bis zu allen Verbrauchern in den einzelnen Hochdrucksteuerkreisen aufrechterhalten wird (Gleichdruckregelung) und die Pumpe in Nullage läuft, d. h. keine Förderung stattfindet und fast keine Energie verbraucht wird, wenn kein Verbraucher eingeschaltet ist.

Durch den Einbau von Vorzugsventilen (Flow Divider, Mengenteiler) wird erreicht, daß die Verbraucher: Lenkung und Bremse, vor allen anderen Abnehmern bevorzugt mit Öl versorgt werden.

Wegen der ständig zunehmenden Gerätegewichte und der steigenden Baulänge der Geräte, z. B. der mehrfurchigen Pflüge, ist in den Oberlenkern der Dreipunktaufhängung keine eindeutig gerichtete Kraftkomponente mehr vorhanden, wie dies bei den ersten Ausführungen der Fall war. Die Kräfte pendeln um die 0-Lage zwischen Zug und Druck, wodurch die Regelfähigkeit des Krafthebers beeinträchtigt wird. Eine wesentliche Verbesserung bringt hier die Unterlenkerregelung, da in den unteren Lenkern der Dreipunktaufhängung in der Regel immer Zugkräfte wirken, wenn die Geräte im Boden arbeiten und die Regelung benutzt wird. Prinzipiell ändert sich dadurch am Ablauf des Regelvorganges gegenüber dem früheren Zustand, wie er in ATH, Bd. 2 beschrieben ist, nichts.

Die Unterlenkerregelung hat sich bei schweren Schleppern in den letzten Jahren vollends durchgesetzt.

In Bild 28 ist ein Ausführungsbeispiel dargestellt (IHC).

Der bei der Arbeit auf die unteren Lenker (1) übertragene Arbeitswiderstand wird von je einer Blattfeder (2) aufgenommen, die ans rechte und linke Bremsgehäuse angeschraubt sind.

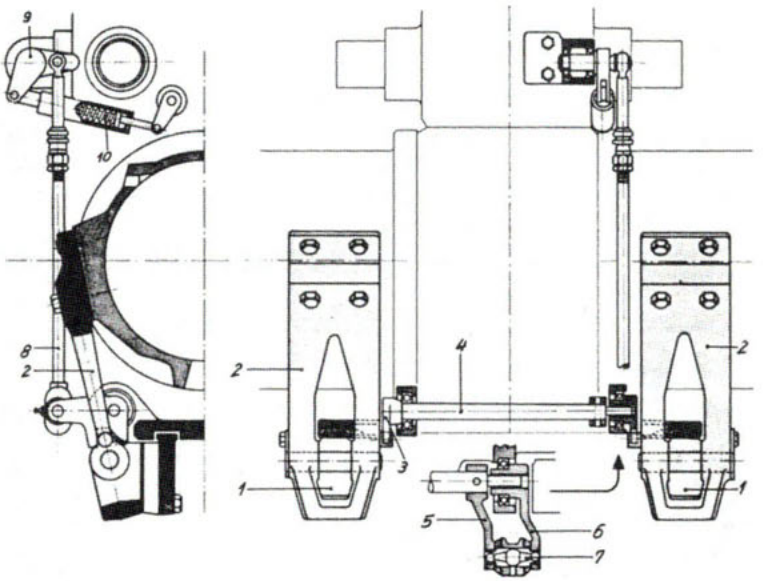


Bild 28. Schnittbild und Beschreibung der IHC Unterlenkerregelung

Je nach Größe des Arbeitswiderstandes am rechten und linken unteren Lenker werden die beiden Blattfedern unabhängig voneinander vorgespannt. Die Regelimpulse der linken Blattfeder werden über einen Hebelarm (3) und eine unter dem hinteren Ende des Getriebegehäuses angeordnete Welle (4) zur rechten Seite auf einen zweiten Hebelarm (5), die Impulse der rechten Blattfeder auf einen an der rechten Seite des Getriebegehäuses angeordneten Hebelarm (6) übertragen. Die so weitergeleiteten Regelimpulse werden wie folgt gemittelt:

Die beiden Hebelarme – der am Ende der Übertragungswelle angeordnete und der mit der rechten Blattfeder verbundene – sind durch einen Kugelbolzen (7) locker miteinander verbunden. Die Mittelwerte der von beiden Blattfedern ausgehenden Impulse werden auf eine längeneinstellbare, senkrecht angeordnete Übertragungsstange (8) auf eine Umkehrvorrichtung (9) auf die Geberwelle des Krafthebers über eine federgedämpfte Koppel (10) übertragen.

Die Entwicklungsarbeit hat sich auch wesentlich darauf konzentriert, die Qualität der Regelung zu verbessern und das ganze System den veränderten Bedingungen anzupassen. So hat z. B. *Klöckner-Humboldt-Deutz AG* erreicht, daß trotz Vergrößerung des Meßbereiches der Geber, die Empfindlichkeit des Reglers gesteigert werden konnte, indem die Unempfindlichkeit einzelner Elemente gezielt herabgesetzt wurde. Als Unempfindlichkeit U wird dabei die Änderung derjenigen Kraft verstanden, die erforderlich ist, um eine Reaktion des Reglers auszulösen. Unter Empfindlichkeit E wird der reziproke Wert von U verstanden.

$$E = \frac{1}{U}$$

Erreicht wurden diese Fortschritte, indem:

1. das Rechengestänge aus dem staubigen Außenraum in den ölgefüllten Innenraum des Krafthebers verlegt und damit reibungsarm gemacht wurde,
2. Das Rechengestänge möglichst unelastisch gemacht wurde,
3. An Zug- und Druckgestängen die Angriffspunkte der Kräfte so gelegt wurden, daß sie die Wellen der Hebel senkrecht kreuzen, wodurch Federung und Reibung verringert wurden.
4. Die Durchführung für die Istwertsignale der Kräfte reibungsarm ausgebildet wurde, was zu verbesserter Hysterese geführt hat.

Durch all diese Maßnahmen konnten

5. Die Kräfte im Rechengestänge auf etwa 40% herabgesetzt werden.

Damit ist hinsichtlich Empfindlichkeit und Dämpfung ein wesentlich besseres Endergebnis erzielt worden.

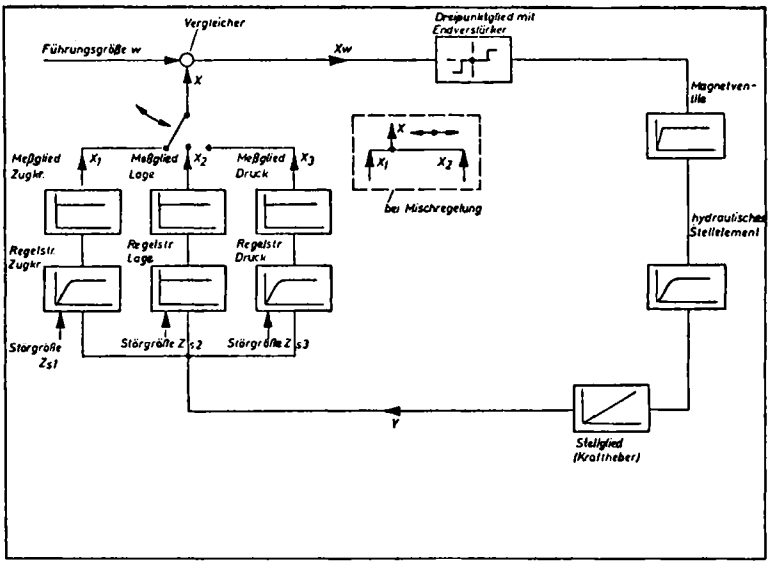


Bild 29. Blockschaltbild des elektronischen Krafthebers der Firma Bosch

Entwicklungsarbeiten mit elektronischen Kraftheberregelungen werden von der Firma *Bosch* durchgeführt (Bild 29), ohne daß es bisher zur Serienfertigung gekommen ist [12].

Die Einführung eines derartigen Regelsystems hätte u. a. folgende Vorteile:

Verlustfreie Erfassung und Übertragung der Meßwerte, keine Hysterese,

Aufgelöste Bauweise leicht möglich, was besonders bei Schleppern mit Fahrerkabine von Vorteil sein kann,

Einfache Erfassung zusätzlicher Regelgrößen,

Zusätzliche Verwendung weiterer vor- oder nachgeschalteter Steuergeräte für Anbaugeräte aller Art wie bisher.

Die Erfassung der Ist-Werte erfolgt über induktive Weggeber am Ober- bzw. Unterlenker. Im elektronischen Regler werden die gemessenen Werte mit den Sollwerten verglichen und bei Abweichungen voneinander die zugehörigen Elektromagnetventile entsprechend nachgesteuert.

Ein weiterer Vorteil läge darin, daß die elektronische Kraftheberregelung in ein elektronisches Gesamtsystem des Schleppers einbezogen werden könnte.

Literatur

[1] O + P Konstruktionshandbuch 1975, Mainz 1975.
[2] Kahrs, M., Die Anwendung der Hydrostatik im Landmaschinen- u. Ackerschlepperbau – Landtechn. Forschung 1 (1965).
[3] Mundkowski, R., Spezielle Probleme bei der Auslegung hydrostatischer Fahrantriebe – Linde Berichte aus Technik und Wissenschaft 20 (1965).
[4] Riedhammer, J., Stufenlos regelbare hydrostatische Antriebe im Fahrzeugbau – Informationen der Rexrothgruppe. Sonderdruck Nr. 33
[5] Seelmann, H., Geräuscheuntersuchungen an Axialkolbenpumpen – 2. VDI 116 (1974), S. 31–34.
[6] Forster, F., Frank, H., Mätzke, K., Triebflanschaxialkolbenpumpen spezieller Bauart – Linde Berichte aus Technik und Wissenschaft
[7] Megerlin, F., Hydrostatische Antriebe für moderne Landmaschinen. – Vortrag anläßlich des 1. Aachener Fluidtechn. Kolloquiums 27. 3. 1974.
[8] Breuer, B., Der automatische hydrostatische Fahrantrieb des Systemfahrzeugs Deutz Intrac 2006. – ATZ 77 (1975), S. 106–110.
[9] Hoffmann, H., Koenig, W., Zeus, D., Die systematische Entwicklung eines Steuerelements für die stufenlos Verstellung eines hydrostatischen Getriebes – Konstruktion 26 (1974), S. 418–424.
[10] Schotz, K. H., Hydrostatische Fahrangtriebe für Landmaschinen – Linde Berichte aus Technik und Wissenschaft Heft 27 (1970).
[11] Koenig, W., Die Gestaltung einer neuen Reihe regelnder Kraftheber und ihrer Steuergeräte – Grundlagen der Landtechnik 18 (1968), S. 165–171.
[12] Höfer, F. W., Elektrohydraulisches Regelsystem für Landmaschinen – Ölhydraulik und Pneumatik 16 (1972), S. 463–467.

4 Motorisierte Zweiradfahrzeuge

Obering. Siegfried Rauch VDI

1 Gattungsbezeichnungen und Gestaltungsformen
11 Mofa
12 Moped
13 Mokick
14 Leichtroller
15 Kleinkraftrad
16 Motorad
17 Motorroller
2 Triebwerk
21 Motor
21 Zweitakt-Hubkolbenmotoren
212 Viertakt-Hubkolbenmotoren
213 Kreiskolbenmotoren
214 Zylinderzahl und -anordnung bei Hubkolbenmotoren
215 Kraftstoff-Aufbereitung
216 Zündung und sonstige Elektrik
217 Schmierung
217.1 Zweitaktmotoren
217.2 Viertaktmotoren
218 Kühlung
219 Geräuschdämpfung
22 Kraftübertragung
221 Kupplung und Primärantrieb
222 Wechselgetriebe
223 Sekundärantrieb
224 Kraftübertragungs-Automatiken
3 Fahrwerk
31 Rahmen
32 Lenkung und Vorderradführung
33 Vorderradfederung
34 Hinterradfederung
35 Räder, Bereifung, Bremsen
351 Räder
352 Bereifung
353 Bremsen
36 Sitze
37 Kraftstoff- und Ölbehälter
38 Lenker, Armaturen, Instrumente
39 Schutzbleche, Abdeckungen, Verkleidung
4 Beiwagen
5 Entwicklungs-Tendenzen

1 Gattungsbezeichnungen und Gestaltungsformen

Obwohl die vom (deutschen) Gesetzgeber bauartbedingt auf 25 bzw. 40 km/h Höchstgeschwindigkeit begrenzten kleinsten motorisierten Zweiradfahrzeuge offiziell von eben diesem Gesetzgeber noch immer als „Fahrräder mit Hilfsmotoren" betrachtet werden, gibt es die sowohl nach dem Ersten wie dem Zweiten Weltkrieg zahlreich auf den Markt gebrachten, zur Motorisierung normaler Fahrräder bestimmten „Hilfsmotoren" nicht mehr. Normale Fahrräder sind einer, wenn auch schwachen, motorischen Belastung auf die Dauer nicht gewachsen. Jedoch sind in der Bundesrepublik Deutschland Begriffsbestimmungen für motorisierte Zweiradfahrzeuge allgemein zur Einführung gekommen, die im Nachstehenden aufgeführt sind. Sie gelten ähnlich (jedoch hinsichtlich Höchstgeschwindigkeit, Führerscheinbestimmungen und einzelner technischer Details teilweise abweichend) auch in anderen europäischen und außereuropäischen Ländern.

11 Mofa

Mofa ist die offizielle Bezeichnung für ein motorisiertes Fahrrad, dessen Gesamtkonzeption die Grundzüge des Fahrrades zeigt. Es muß

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

(als Voraussetzung für seine weitgehende Gleichsetzung mit dem Fahrrad im Straßenverkehr) mit Tretkurbeln zum Pedalantrieb ausgerüstet sein. Leistung und Charakteristik des im Hubraum auf 50 cm^3 begrenzten Motors müssen gewährleisten, daß das Fahrzeug „bauartbedingt" keine höhere Geschwindigkeit als 25 km/h erreichen kann. Es darf nur mit einer Person belastet werden (Ausnahme: Kinder bis höchstens 7 Jahren sind als Beifahrer unter gleichen Bedingungen wie bei Fahrrädern zugelassen). Mofas dürfen in Deutschland von jedermann, der das 15. Lebensjahr erreicht hat, ohne Führerschein gefahren werden. Sie unterliegen nicht der Besteuerung sowie dem Zulassungs- und TÜV-Überwachungsverfahren, müssen jedoch ein jährlich zu erneuerndes „Versicherungskennzeichen" führen.

12 Moped

In seiner technischen Konzeption ähnelt das Mofa weitgehend der nächsten Gattung, dem Moped. Auch Mopeds sind im grundsätzlichen motorisierte Fahrräder, denen jedoch der deutsche Gesetzgeber eine bauartbedingte Höchstgeschwindigkeit von 40 km/h zugestanden hat. Wie beim Mofa bestehen keine Begrenzungen der Leistung des mit einem 50 cm^3-Hubraum begrenzten Motors. Der Hersteller ist aber dafür verantwortlich, daß die Charakteristik des Motors und damit die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs nicht durch nachträgliche einfache Maßnahmen verändert werden können. Mopeds dürfen ein- und zweisitzig sein, auch sie haben Tretkurbeln, um den Motor anwerfen und notfalls ohne motorischen Antrieb weiterfahren zu können. Wie Mofas sind sie zulassungs- und steuerfrei, unterliegen nicht der TÜV-Überwachung nach § 29 StVZO und müssen lediglich ein jährlich zu erneuerndes Versicherungskennzeichen führen. Sie dürfen von jedermann gefahren werden, der im Besitz eines Führerscheins der Klassen 1, 2 und 3 ist oder die Mopedfahrerlaubnis (Führerschein Klasse 5) ist, die bereits mit erreichtem 16. Lebensjahr erworben werden kann.

Mit wenigen Ausnahmen dienen zum Antrieb von Mofas und Mopeds fahrtwind- (seltener gebläse-)gekühlte einzylindrige Zweitaktmotoren mit Dreikanal-Schlitzsteuerung (nur selten Membran- oder Schiebersteuerung für den Einlaß) und Schwunglichtmagnetzünder. Die Tendenz beim Entwurf neuer Motorentypen für diesen Verwendungszweck geht zum liegenden Zylinder, mit dem sich der Motor als „Unterflurmotor" günstig so im Rahmen unterbringen läßt, daß er verschalt werden kann und einen tiefen Rahmendurchstieg ermöglicht. Das Gehäuse nimmt die Kurbelkammer des Motors und den Primärantrieb (Kette oder Zahnräder) sowie die Kupplung auf. Bei Mehrgangausführungen ist hierin auch das vom Lenker aus mit

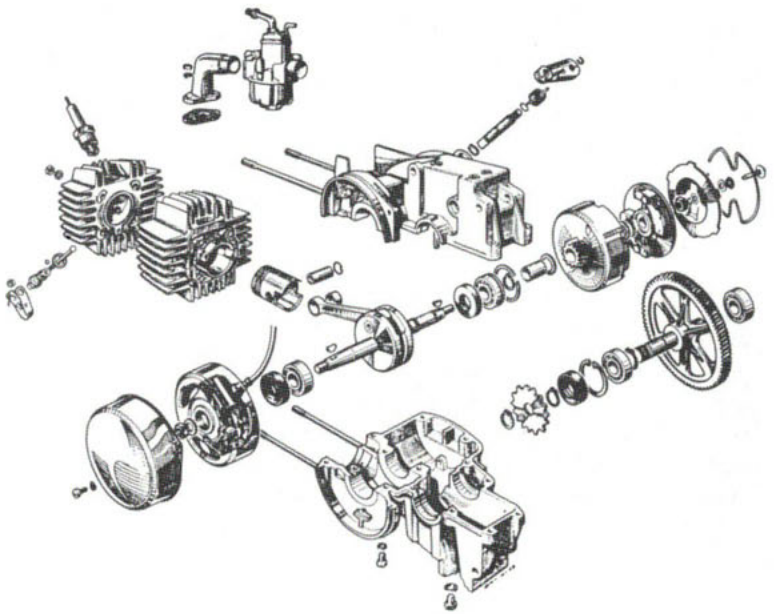


Bild 1. Mofa/Moped-Motor in Explosiv-Darstellung: Einzylinder-Zweitakter mit fahrtwindgekühltem liegenden Zylinder, Schwunglichtmagnetzünder, automatische (Fliehkraft-) Kupplung, Eingang-Übersetzung auf Antriebswelle, Kettenantrieb (Zweikettenausführung) zum Hinterrad, horizontalgeteiltes Gehäuse

Bowdenzug schaltbare Zahnradgetriebe enthalten, bei Einketten-Ausführungen außerdem das Tretlager, von dem aus der Pedalantrieb gegebenenfalls über die Getriebeabtriebswelle und die Hinterradkette für den motorischen Antrieb erfolgt. (Es finden sich auch Modelle, bei denen ein offen laufender, endloser Keilriemen die Primärkraftübertragung auf eine dann mit der Pedalwelle kombinierte Vorgelegewelle übernimmt.) Die Kupplung ist meist eine im Ölbad laufende automatische Fliehkraftkupplung. Das Fahrgestell wird bei Mofa und Moped durch einen Rohr- oder Blechpreßteil-Rahmen (u. U. in Kombination mit Leichtmetall-Druckgußteilen) gebildet, der nach Art der Damenfahrräder einen freien Durchstieg ermöglicht. Der Kraftstoffbehälter ist entweder in der vom Lenkkopf oder in der vom Sattel abwärts führenden Rahmenpartie enthalten, wenn er nicht auf eines der Rahmenrohre „aufgesattelt" ist. Einsitzige Mopeds haben entweder einen gefederten Sattel oder, wie zweisitzige, eine Sitzbank. Die Vordergabel ist auch bei Mopeds nur selten ungefedert, sonst als Kurzschwingen- oder als Teleskop-Federgabel nach Motorradart ausge-

führt. Der Hinterbau ist entweder ungefedert, oder das Hinterrad ist mittels einer Längsschwinge abgefedert, die durch Federbeine abgestützt ist. Die vom Gesetzgeber für alle motorisierten Zweiradfahrzeuge geforderten beiden unabhängigen Bremsen sind kleine Trommel- oder Vollnabenbremsen in beiden Laufrädern.

13 Mokick

Nachträglich ließ der deutsche Gesetzgeber die ursprüngliche Vorschrift einer Mindestradgröße und die Forderung von Tretkurbeln bei Mopeds fallen. Daraufhin entstand eine neue Fahrzeuggattung, das Mokick. Es kann als Moped ohne Tretkurbel, aber mit Kickstarter und meist mit kleineren Rädern ausgestattet, angesehen werden oder als nach Moped-Art auf 40 km/h bauartbedingt in der Höchstgeschwindigkeit begrenztes Kleinkraftrad (s. 15). Je nachdem, ob das Mokick aus dem vorhandenen Kleinkraftrad oder dem Moped einer Marke entstand, präsentieren sich die Mokicks, die in den Augen des Gesetzgebers Mopeds sind, äußerlich mehr dem Moped oder mehr dem Kleinkraftrad ähnlich.

14 Leichtroller

Mokicks sind auch die bauartbedingt auf 40 km/h Höchstgeschwindigkeit begrenzten Leichtroller, die den in der Höchstgeschwindigkeit nicht begrenzten 50 cm^3-Kleinrollern in Gesamtkonzeption und Linienführung genau so ähneln wie den zur Gattung der Motorräder gehörenden „großen" Motorrollern (s. 17). In der Behandlung hinsichtlich Versicherung, Führerschein und Zulassung sowie TÜV-Überwachung gleichen sie den Mopeds und Mokicks.

15 Kleinkraftrad

Dank der vom Gesetzgeber gewährten Erleichterungen sind Kleinkrafträder in Deutschland etwa mit dem Doppelten der Zulassungszahlen von Motorrädern über 50 cm^3 vertreten. Kleinkrafträder sind Motorräder mit einem maximalen Motorhubraum von 50 cm^3 ohne Leistungs- und Geschwindigkeitsbegrenzung. Sie können von jedermann gefahren werden, der im Besitz eines Führerscheins der Klassen 1, 2, 3 oder der Klasse 4 ist. (Der letztere kann, ähnlich der Mopedfahrerlaubnis, bereits mit erreichtem 16. Lebensjahr ohne Fahrschulbesuch durch Ablegen einer Fragebogen-Prüfung erworben werden).

Den Kleinkrafträdern gleichgestellt sind Kleinroller mit maximal 50 cm^3 Motorhubraum. Beide Fahrzeuggattungen sind steuerfrei, aber

versicherungspflichtig. Sie erhalten (bei erleichtertem Zulassungsverfahren) ein kleines Kennzeichen. In ihrer technischen Konzeption ähneln sie Motorrädern und Motorrollern über 50 cm^3. Die meist durch den Fahrtwind gekühlten Einzylinder-Zweitaktmotoren der Kleinkrafträder übertreffen hinsichtlich ihrer Hubraumleistung (130 PS/ltr) manches größere Motorradmodell. Die auf die hohe Spitzenleistung zugeschnittene Charakteristik der Motoren erfordert ein Fünfganggetriebe. In Einzelfällen finden sich sogar Sechsganggetriebe. In den Fahrwerksdetails gleichen die Kleinkrafträder weitgehend denen größerer Motorräder.

16 Motorrad

Motorräder, die vor dem Gesetzgeber auch als solche gelten, wenn sie – was selten geworden ist – mit Beiwagen (s. 4) gefahren werden, sind gekennzeichnet durch ihre Ableitung von der Fahrrad-Form mit zentraler Anordnung des Motor/Getriebe-Blocks und des Kraftstoffbehälters in einem meist aus Rohren zusammengefügten (verschweißten und verschraubten) Fahrwerk ohne freien Durchstieg. Kraftübertragung erfolgt ausnahmslos über vier- bis sechsgängige Zahnradgetriebe auf das Hinterrad; sie sind meist doppelsitzig, durchweg allradgefedert und haben unabhängige Bremsen in beiden Laufrädern. Der Hubraum der verwendeten ein- bis sechszylindrigen Hubkolbenmotoren (im Zwei- oder Viertakt arbeitend und überwiegend durch den Fahrtwind gekühlt) beträgt 100, 125, 150, 175, 200, 250, 350, 400, 450, 500, 600, 650, 750, 850 bis 1300 cm^3. Hubraumleistung bei Zweitaktmotoren mit 6800–9500 U/min, bis 140 PS/ltr, bei Viertaktmotoren mit 6500–10500 U/min bis 110 PS/ltr. Höchstgeschwindigkeit der Serienmodelle bis über 200 km/h.

17 Motorroller

Motorroller mit Motoren bis 200 cm^3 werden nur noch vereinzelt gebaut. Teilweise ist der Triebwerksblock neben dem direkt angetriebenen Hinterrad angeordnet, oder er sitzt auf einer Triebsatzschwinge. (Diese wird im Motorradbau nicht mehr verwendet.) Motorroller haben meist eine selbsttragende, sonst durch Rohre versteifte, das Triebwerk umschließende und den Fahrer gegen Schmutz schützende Karosserie mit Frontschild und freiem Durchstieg.

Motorräder und Motorroller über 50 cm^3 erfordern den Führerschein 1, der in keinem anderen Führerschein enthalten ist. Sie unterliegen den Versicherungs-, Zulassungs- und TÜV-Überwachungsvorschriften des Straßenverkehrsgesetzes und tragen am Heck ein großes Kennzeichen. Sie sind steuerpflichtig.

2 Triebwerk

21 Motor

211 Zweitakt-Hubkolbenmotoren

Im Gegensatz zum Automobilbau, wo der Zweitaktmotor nahezu völlig durch den Viertaktmotor verdrängt worden ist, konnte der Zweitaktmotor hier in mannigfaltigen Varianten seine Position, auch gegenüber dem Kreiskolbenmotor, bisher halten. Der Anteil der mit Zweitaktmotoren ausgerüsteten motorisierten Zweiradfahrzeuge hat im Verlauf der letzten Jahre ständig zugenommen und überwiegt heute noch die Zahl der Viertaktmodelle.

Nicht ohne Einfluß auf diese Entwicklung war, daß im Motorradsport Zweitaktmotoren sich der Viertaktkonkurrenz, die einst dominierte, nicht nur ebenbürtig, sondern in einigen Klassen leistungsmäßig sogar weit überlegen zeigten, so daß in diesen Hubraumklassen (50, 125, 250 und 350 cm^3) im Straßenrenn- und Geländesport derzeit Zweitaktmodelle dominieren. In manchen motorradsportlichen Disziplinen (z. B. Moto Cross) tauchen Viertaktmotoren derzeit überhaupt nicht auf.

Die leistungsmäßige Überlegenheit des Zweitaktmotors gegenüber dem Viertaktmotor erklärt sich im wesentlichen daraus, daß es zunehmend gelungen ist, die theoretisch zu erwartende (aber früher nicht zu realisierende) Mehrleistung des Zweitakters durch die doppelte Zahl der Verbrennungen bei vergleichbaren Drehzahlen zu erreichen. Das war durch Verbesserung des Füllungsgrades und damit des mittleren Arbeitsdrucks im Zylinder möglich. Diese Verbesserung wurde nicht (wie früher insbesondere bei Zweitakt-Rennmotoren oft versucht) durch zusätzliche Ladeorgane erreicht, sondern durch Ausnutzung der Gasdynamik. Intensive Forschungsarbeiten und experimentelle Erfahrungen führten zu Auspuffanlagen, die bewirken, daß beim Spülvorgang in die Auspuffanlage gelangtes Frischgas durch den nach Verschließen der Spülschlitze noch offenstehenden Auslaßschlitz in den Zylinder zurückgedrückt wird und so die Füllung quantitativ erheblich verbessert. Je höher die angestrebte Hubraumleistung ist (Rennmotoren), desto schmaler ist freilich das Drehzahlband, in dem diese Füllungsverbesserung wirksam wird. Deshalb steigt mit zunehmender Hubraumleistung die Zahl der benötigten Getriebegänge.

Alle heute im Motorradbau verwendeten Zweitaktmotoren sind Einkolbenmotoren mit Flachkolben und (teilweise modifizierter) Umkehrspülung. Sonderbauarten, wie z. B. Doppelkolbenmotoren, finden sich nicht mehr. Die Vorverdichtung findet im Kurbelgehäuse statt, dessen Toträume u. a. durch volle Hubscheiben der Kurbelwelle weitgehend reduziert sind.

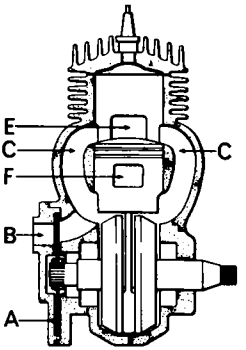
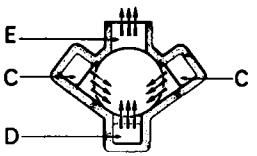


Bild 2. Schematische Darstellung eines Zweitaktmotors mit Einlaßsteuerung durch Plattendrehschieber:



A Schieberplatte, B Einlasskanal, C Überströmkanäle, D dritter Spülkanal (Dreistromspülung), E Auslaßschlitz, F Kolbenfenster für dritten Überströmkanal

Im Serienbau findet sich überwiegend die Steuerung des Gaswechselvorgangs durch den Kolben, dessen Unterkante den Einlaß- und dessen Oberkante die Spül- und Auslaßschlitze in symmetrischem Steuerdiagramm steuert. Im Rennmotorenbau überwiegend, im Serienbau nur teilweise, finden sich jedoch kolbenunabhängige Einlaßsteuerungen mittels Drehschieber (Plattendrehschieber), die in einer Kammer neben dem Kurbelraum, direkt auf dem Wellenzapfen der Kurbelwelle sitzend, rotieren – aber auch unter Ausnutzung einer am Umfang entsprechend ausgeschnittenen Hubscheibe, die zur Steuerung des direkt in den Kurbelraum führenden Einlaßkanals benutzt wird. Mit Hilfe des Drehschiebers hat es der Konstrukteur in der Hand, den Ansaugteil des Steuerdiagramms unsymmetrisch auszulegen und bei vergrößertem Einlaßwinkel gegenüber dem symmetrischen Winkel bei kolbengesteuertem Schlitz die Füllung auch im unteren Drehzahlbereich zu verbessern.

Eine automatische Anpassung des Einlaßwinkels an Motordrehzahl und -belastung ermöglicht die (dank geeigneter Materialien und strömungsgünstigerer Anordnung) wieder in Aufnahme gekommene Membran-Einlaßsteuerung, die bei spezieller Ausbildung Frischgas nicht nur in den Vorverdichtungsraum, sondern – füllungssteigernd – beim Hochgehen des Kolbens auch direkt in den Zylinderraum oberhalb des Kolbens eintreten läßt.

Dem Übertritt des Frischgases in den Verbrennungsraum dienen mindestens zwei beiderseitig am Zylinder symmetrisch zum Auslaß

hochgeführte und mit Strömungsrichtung zur hinteren Zylinderwand in den Zylinder mündende Überström-(Spül-)kanäle. Der (ebenfalls „wiederentdeckte") dritte Überströmkanal an der Zylinderrückseite, von dem man Leistungssteigerung durch Füllungsverbesserung ebenso erwartete wie (dank Führung eines Frischgasteils durch das Kolbeninnere) verbesserte Kolbenbodenkühlung und Bolzenlager-Schmierung, wurde inzwischen teilweise wieder aufgegeben. Anstelle einer solchen „Dreistromspülung" traten Varianten von „Vierstromspülungen": Entweder wurde die Zahl der beiden seitlichen Spülkanäle durch getrennte Kanalführung auf zweimal zwei erhöht, oder sie wurden unter Zwischenschaltung eines Steges erheblich verbreitert. Überschreiten nämlich die Steuerschlitze eine – bohrungsabhängig-maximal zulässige – Breite, so muß Unterteilung durch einen Steg erfolgen, um den Kolbenringen ausreichende Führung zu geben und ihr

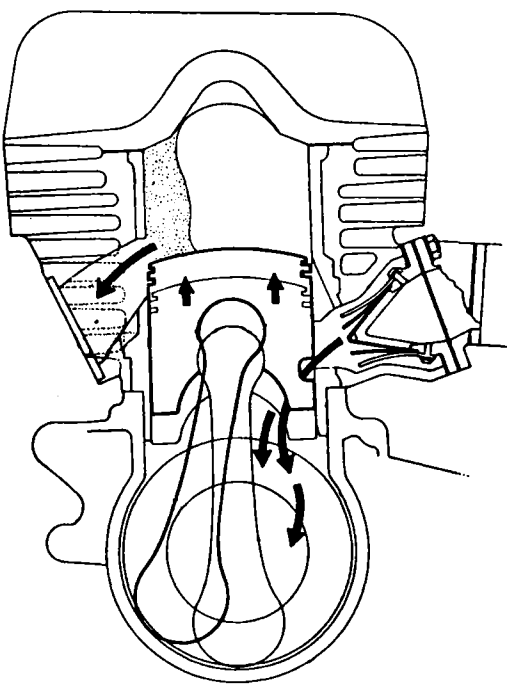


Bild 3. Prinzipskizze der Membran-Einlaßsteuerung bei einem modernen Hochleistungs-Zweitakter; die Einlaßkanalführung ermöglicht Nachsaugen von Frischgas über das Membranventil beim Hochgehen des Kolbens auch noch direkt in den Zylinderraum oberhalb des Kolbens

„Einhaken" an den Schlitzkanten zu verhindern. Im Auslaßschlitz wird ein Steg tunlichst vermieden.

Bohrung und Hub sind bei Zweitaktmotoren im allgemeinen gleich, Bohrung/Hub-Verhältnis also 1, selten bis 1,2. Hochleistungsmotoren sind im Hinblick auf erwünschte Drehzahl-Steigerungsfähigkeit häufig als Ultra-Kurzhuber ausgelegt – Bohrung/Hub-Verhältnis bis 0,75.

Die (bei Hochleistungsmotoren geschmiedeten) Kolben bestehen aus Leichtmetall und sind meist mit nur zwei Kolbenringen bestückt, von denen oft der obere als sog. L-Ring ausgebildet ist, dessen Anlagedruck am Zylinder vom Gasdruck beeinflußt wird. Sorgfältige Fixierung der Kolbenringe gegen Verdrehung ist nach wie vor eine Lebensnotwendigkeit für Zweitaktmotoren.

Abgesehen von Motoren für geringe Hubraumleistungen, wo sich noch Graugußzylinder finden, läuft der Kolben in einem Leichtmetallzylinder. Die verschleißfeste Laufbahn ist überwiegend galvanisch aufgebracht (Cromal- oder Nikasil-Beschichtung), vor allem bei Wettbewerbsmotoren finden sich auch Leichtmetallzylinder mit umgossener oder eingezogener Laufbuchse aus Spezial-Grauguß (Schleudergußß).

Der (Ausnahme bei einigen Mofa/Moped-Motoren) abnehmbare Zylinderdeckel besteht ebenfalls aus Leichtmetall, überwiegend Alu-Guß, neuerdings auch schon (bei Hochleistungsmotoren) aus Elektron. Der immer im Kopf befindliche Brennraum wird meist von einer Kugelkalotte gebildet, deren Basisdurchmesser häufig kleiner ist als die Zylinderbohrung, so daß sich gegen Verdichtungsende eine im Interesse besserer Wirbelung der Gemischladung erwünschte „Quetschkante" ergibt. Die Zündkerze (meist mit 14 mm-Einschraubgewinde) sitzt entweder zentral im Brennraum – oder seitlich schräg; letztere Anordnung immer dann, wenn je Zylinder für Doppelzündung oder als Reserve (beides nur in Wettbewerbsmotoren gebräuchlich) zwei Kerzen vorgesehen sind.

Zur Erleichterung des Antretens findet sich bei Mofa/Moped-Motoren und bei Motoren für Geländesport teilweise im Zylinderkopf ein Dekompressionsventil, bei dessen Benutzung außerdem die beim Zweitakter systembedingt geringe Motorbremswirkung im Schiebelauf etwas erhöht wird.

Die von den Herstellern angegebenen Werte für die Verdichtung erscheinen sehr unterschiedlich, weil in Europa im allgemeinen der theoretische Wert ab unterem Totpunkt angegeben wird – ε dann 8,5 bis 12,5. (Die Japaner geben den ab Kolbenstellung Oberkante – Auslaßschlitz ermittelten Wert an, der folglich geringer ausfällt und nicht ohne weiteres mit den europäischen Angaben vergleichbar ist.)

Zweitakterkurbelwellen sind, schon im Hinblick auf die verwendete (und bei Mischungsschmierung unabdingbare) Wälzlagerung „gebaut", d. h. aus geschmiedeten Einzelteilen (Hubscheiben, Wellen- und Hub-

zapfen) zusammengesetzt, überwiegend hydraulisch zusammengepreßt. Geteilte Wälzlager finden sich kaum noch, auch die Mittel-(Zwischen-) lager von Mehrzylindermotoren werden bei der Komplettierung der Welle (Mittenverbindung ebenfalls gepreßt oder verschraubt) so wie die Pleuel mit ihren Fußlagern eingesetzt.

Pleuel sind überwiegend Stahlschmiedestücke, nur selten noch Leichtmetall. Als Pleuellager finden überwiegend käfiggeführte Rollen-(Nadel-)lager Verwendung, für die Kolbenbolzenlagerung werden Bronzebuchsen oder ebenfalls käfiggeführte Nadellager benutzt; Pleuelseitenführung meist am Fuß, teilweise auch am Pleuelkopf.

Als Hauptlager dienen käfiggeführte Rollenlager, die Axialfestlegung der Kurbelwelle übernimmt meist ein Kugellager. Lange Wellenzapfen auf der Antriebsseite werden u. U. noch durch ein Stützlager abgefangen.

Schmierung des antriebsseitigen Wälzlagers erfolgt meist vom Primärtrieb aus (s. 217-Schmierung).

Zur Abdichtung der Wellendurchtritte durch die Gehäusewandungen dienen im allgemeinen Manschettendichtungen (an der Antriebs-

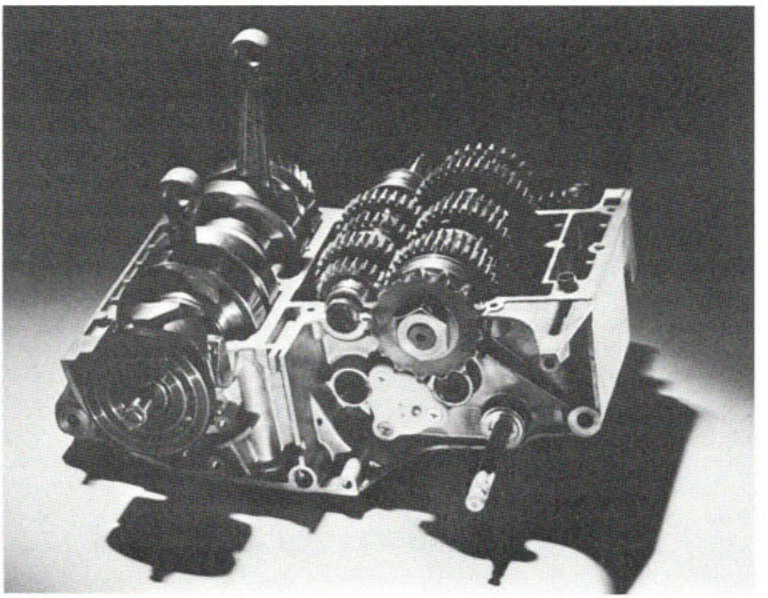


Bild 4. Kurbel- und Getriebegehäuse bilden fast stets einen Block, der horizontal geteilt ist

seite u. U. doppellippig), für die Mittellagerabdichtung werden auch Labyrinth- oder Kolbenringdichtungen verwendet.

Bei Serienmotoren bilden Kurbel- und Getriebegehäuse ausnahmslos ein gemeinsames Gußstück. Zur Erleichterung der Montage ist dieses Teil geteilt, vorwiegend horizontal (es finden sich aber auch noch vertikal geteilte Gehäuse). Für Gehäuse verwendet man Leichtmetall (Kokillen- bzw. Druckguß), bei Sport- und Rennmaschinen auch Magnesiumguß. Zylinder und Kopf (Deckel) werden entweder mittels durchgehender Stiftschrauben gemeinsam auf dem Gehäuse gehalten, oder der Zylinder ist mit seinem Fußflansch auf dem Flansch des Gehäuses mittels kurzer Stiftschrauben befestigt, während kurze Schrauben den Zylinderkopf auf dem Zylinder halten. Im Falle der gemeinsamen Zylinder- und Kopfbefestigung mittels durchgehender langer Stiftschrauben wird (bei Hochleistungsmotoren) fallweise der Kopf noch mit zusätzlichen kurzen Schrauben auf dem Zylinder gehalten, um unbedingtes Dichthalten zu gewährleisten.

Die Befestigung des Vergasers am Ansaugstutzen erfolgt zum Teil unter Zwischenschaltung eines schwingungsdämpfenden Gummi- oder Kunststoff-Schlauchstücks. Vor allem bei großflächiger Verrippung ist der Auslaßstutzen möglichst nahe an den Auslaßschlitz herangezogen. Der auf ihn aufgeschobene Rohrkrümmer der Auspuffanlage wird mit kurzen Zugfedern gehalten, da Flanschbefestigung (bei geringeren Hubraumleistungen unbedenklich) bei Hochleistungsmotoren bruchgefährdet ist.

212 Viertakt-Hubkolbenmotoren

Die Zahl der mit Viertaktmotoren ausgestatteten Motorradmodelle ist weitaus geringer als die der Zweitaktmodelle. Jedoch ist derzeit das Interesse an Viertaktern wieder im Zunehmen. Nach deutlicher Bevorzugung mehrzylindiger Motoren in den zurückliegenden Jahren gegenüber Einzylinder-Viertaktmodellen gewinnen diese neuerdings neue Freunde, vor allem bei sog. Enduro-Modellen (für wechselweisen Betrieb auf Straße und im Gelände) bis 500 cm^3.

Bei allen Modellen sind die Ventile im Kopf angeordnet, überwiegend zwei je Zylinder, teilweise aber auch vier, d. h. je zwei Ein- und Auslaßventile. Sie hängen entweder mit ihren Schäften parallel in Richtung der Zylinderachse oder gemeinsam zu dieser schräggestellt, bei Hochleistungs- und Vierventilmotoren im Winkel zueinander (Dachkopf). Einlaßventile sind bis 15% größer als die Auslaßventile.

Betätigung der Ventile:

a) von untenliegender, ketten- oder zahnradgetriebener Nockenwelle aus über Stoßstangen und Kipphebel,

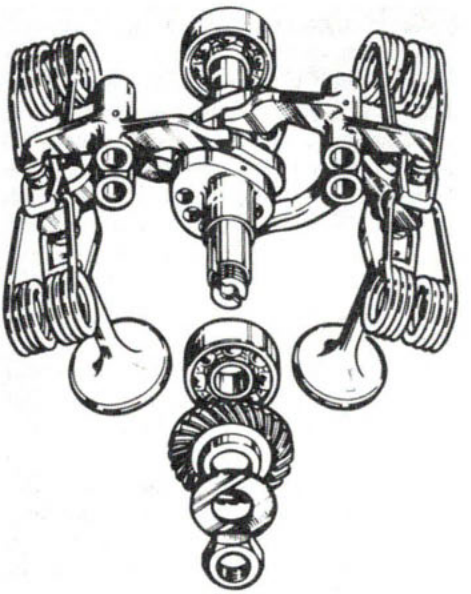


Bild 5. Ventilbetätigung von obenliegender Nockenwelle über Kipphebel – desmodromische Ausführung, d. h. auch zwangsläufiges Rückführen der Ventile durch Schließnocken. Haarnadelventilfedern können entfallen

b) von oben (über bzw. neben den Ventilen) liegender Nockenwelle (bzw. zwei Nockenwellen) direkt oder über Schlepp- bzw. Kipphebel.

Antrieb der obenliegenden Nockenwelle(n):

a) über Zahnradsatz (selten, vor allem bei Rennmotoren),

b) über seitlich oder (bei Mehrzylindermotoren) in Motormitte hochgeführte Kette,

c) über zwei durch Vertikalwelle („Königswelle") verbundene Kegelradsätze,

d) über Zahnriemen.

Nur in Ausnahmefällen erfolgt desmodromische Ventilbetätigung, d. h. durch getrennte Nocken beim Öffnen und Schließen zwangsläufig. Normalerweise dienen Schraubenfedern (meist zwei konzentrische Federn), nur noch selten Haarnadelfedern, und nur als Ausnahme Torsionsstäbe zur Rückführung der Ventile auf ihren Sitz.

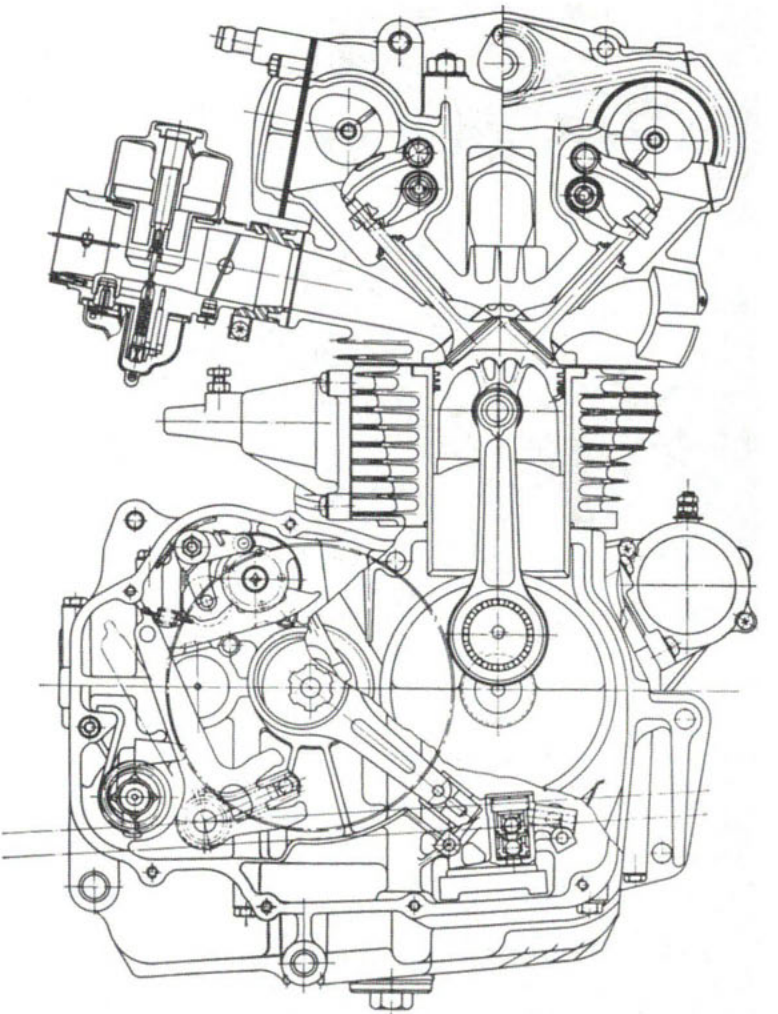
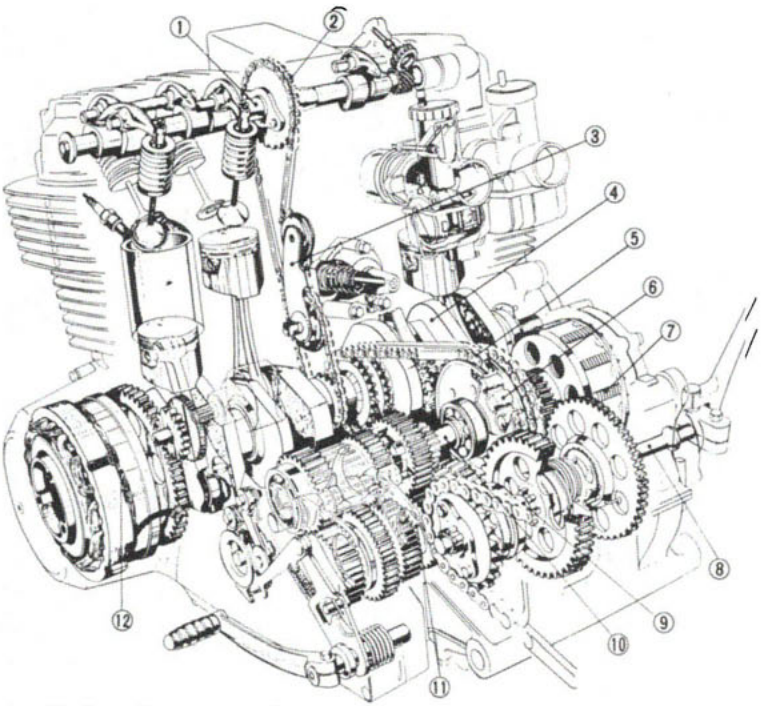


Bild 6. Querschnitt eines Zweizylinder-Viertaktmotors, Ventile von zwei obenliegenden Nockenwellen betätigt, Drehstab-Ventilfedern (Honda)

Das Steuerdiagramm moderner Hochleistungs-Viertaktmotoren zeigt starke Überschneidungen in den Totpunkten, um auch hier (wenn auch in geringerem Maße als bei Zweitaktern) die Energie der strömenden Gassäule für Entleerung und Füllung des Zylinder-Arbeitsraums zu nutzen.



1 = Nockenwelle; 2 = Steuerkette;
3 = Steuerkettenspanner;
4 = Kurbelwelle; 5 = Primärketten;
6 = primär angetriebenes Kettenzahnrad;
7 = Kupplung; 8 = Kickstarterwelle;
9 = Abtriebswelle; 10 = Hauptwelle;
11 = Vorgelegewelle; 12 = Drehstromlichtmaschine.

Bild 7. Vierzylinder-Viertaktmotor mit obenliegender, kettengetriebener Nockenwelle.

Ventile und Betätigunsorgane einschließlich Stoßstangen sind durchweg total gekapselt, Kapselungen in Zylinder- bzw. Kopfguß einbezogen und durch Ventilkammerdeckel (Zylinderkopfdeckel) abgeschlossen. Ventilsitze überwiegend in Spezialmaterial, ebenso die eingepreßten Ventilführungen. Die Zündkerzen (ausnahmslos je eine pro Zylinder) haben überwiegend 14 mm- (meist Lang-)Einschraubgewinde, seltener 10 mm. Anordnung möglichst zentral im Brennraum bzw. so, daß direkte Frischgas-Bespülung gewährleistet ist.

Auch bei Viertaktmotoren bestehen Zylinder und Zylinderköpfe aus Leichtmetall. Als Kolbenlaufbahn dienen entweder eingepreßte oder umgossene Spezial-Grauguß-Laufbuchsen. Galvanisch aufgebrachte Laufbahnen sind seltener.

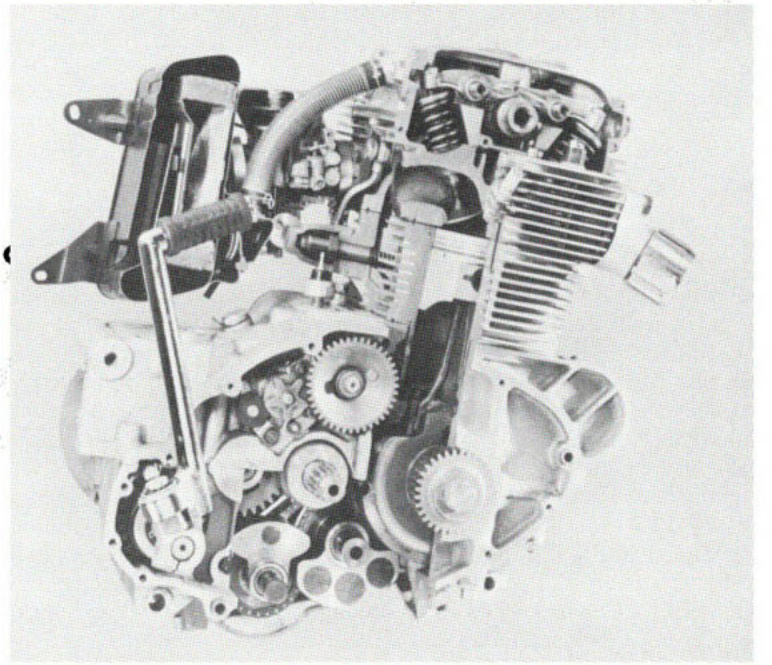


Bild 8. Bei diesem Zweizylinder-Viertaktmotor (650 cm³ Yamaha) dienen zwei von der Kurbelwelle über Kette angetriebene rotierende Gegengewichte im Gehäuseunterteil zur Verbesserung des Massenausgleichs und Erhöhung der Vibrationsfreiheit

Die Lagerung des Kurbeltriebes erfolgt zum Teil in Mehrschichten-Gleitlagern, wodurch ungeteilte Kurbelwellen möglich sind, wenn auch die Pleuelfüße mit Gleitlagern ausgerüstet sind. Es finden sich jedoch auch in Viertaktmotoren wälzgelagerte Kurbeltriebe (und – technisch falsche – Kombinationen von Wälz- und Gleitlagern für die Wellen-Hauptlagerung). Nockenwellenlagerung überwiegend in Gleitlagern.

Von den – systembedingt auf Totraumausfüllung konzipierten – Zweitakter-Kurbelwellen unterscheiden sich die Kurbelwellen von Motorrad-Viertaktern durch die mit den Hubscheiben kombinierten größeren Schwungmassen, die die früher fast ausnahmslos verwendeten Außen-Schwungmassen bei den meisten Motoren abgelöst haben.

Auch bei Viertaktmotoren werden die Gehäuse in Leichtmetallguß gefertigt, Kurbel- und Getriebegehäuse in gemeinsamem Block, auch hier erfolgte weitgehend Übergang zu horizontal geteiltem Gehäuse.

Viertakt-Motorradmotoren werden ausnahmslos mit Ventilen gebaut; Motoren mit Schiebersteuerung gibt es derzeit nicht. Das Bohrung/Hub-Verhältnis liegt bei 1,0−1,2; ausgesprochene Langhuber werden nicht gebaut, Ultrakurzhuber dagegen bis 0,96; $\varepsilon = 8-10$.

213 Kreiskolbenmotoren

Zu den Lizenznehmern für Kreiskolbenmotoren Bauart NSU/Wankel gehören auch mehrere Firmen, die sich mit der Entwicklung solcher Motoren für Zweiradfahrzeuge, insbesondere Motorräder, befassen. Ohne zu jener Zeit im Besitz einer Lizenz oder detaillierter Unterlagen zu sein, baute schon etwa 1967 die Entwicklungsabteilung der volkseigenen Motorradwerke in Zschopau/DDR luft- und flüssigkeitsgekühlte Prototypen eines Einscheiben-Wankelmotors, mit denen auch Fahrversuche durchgeführt wurden. Einzelheiten darüber sind nicht bekannt geworden, die Entwicklung wurde später eingestellt.

Der erste serienmäßige Kreiskolben-Motorradantrieb (als Prototyp bereits 1970 von Hercules/Nürnberg vorgestellt, damals noch mit angeblocktem BMW-Getriebe und -Kardanantrieb) wurde von Fichtel & Sachs aus einem Schneemobil-Triebwerk entwickelt: mit Gebläsekühlung des Gehäuses, Frischgaskühlung des Rotors und Mischungsschmierung arbeitender, mit der Abtriebswelle in Fahrzeuglängsrichtung eingebauter Einscheiben-Kreiskolbenmotor mit 294 cm^3 Kammervolumen und 27 PS bei 6500 U/min, Elektrostarter, Kegelrad-Vorgelege- und Zahnrad-Primärkraftübertragung, Ölbadkupplung, fußgeschaltetem Klauen-Sechsganggetriebe und Kettenantrieb des Hinterrades.

Ebenfalls bereits in Serienfertigung ging das Wankel-Modell der japanischen Firma Suzuki. Hier ist der Einscheibenmotor (Kammervolumen 500 cm^3, Leistung 65 PS bei 6500 U/min, mit wassergekühltem Gehäuse und ölgekühltem Rotor, Pumpenschmierung) mit der Abtriebswelle quer zur Fahrtrichtung eingebaut und arbeitet über Duplex-Kette, Ölbadkupplung, Fünfganggetriebe und Kette auf das Hinterrad.

Zwei weitere interessante Zweischeiben-Motorradmotoren, Bauart Wankel, befinden sich noch im Versuchsstadium: bei BSA/Triumph in England ein im Gehäuse fahrtwind-, in den Rotoren frischluft- (nicht frischgas-!)gekühlter Zweischeibenmotor mit 300 cm^3 Kammervolumen als vorläufiges Endstadium einer mehrjährigen, vom F & S-Einscheibenmotor ausgehenden Entwicklung. Der Serienanlauf ist noch nicht abzusehen.

Ebenfalls vorläufig noch nur in Prototypen existiert ein von der holländischen Firma Van Veen entwickelter wassergekühlter (Rotoren ölgekühlt) Zweischeiben-Wankelmotor mit 500 cm^3 Kammervolumen, der seine Maximalleistung von 95−100 PS über ein Fünfgang-

getriebe und Kardanwelle mit Kegelradübersetzung auf das Hinterrad überträgt. Die Fertigung dieses Motors und des dafür entwickelten Fahrzeugs erfolgt in Deutschland.

214 Zylinderzahl und -anordnung bei Hubkolbenmotoren

Zylinderzahl und -anordnung	Einbaulage (Zylinder)					Arbeitsverfahren
Einzylinder	stehend		geneigt		liegend	Zwei- und Viertakt
Zweizylinder						
Parallel	stehend		geneigt		liegend	Zwei- und Viertakt
1 V-Form 60—90°		längs		quer		Viertakt
Boxer		längs		quer		Zwei- und Viertakt
Dreizylinder						
Reihe (quer)	stehend		geneigt		liegend	Zwei- und Viertakt
Vierzylinder						
Reihe (quer)	stehend		geneigt			Viertakt
Boxer				quer		Viertakt
Sechszylinder						
Reihe (quer)	stehend		geneigt			Viertakt

Bei Rennmaschinen auch andere Zylinderzahlen und -anordnungen.

215 Kraftstoff-Aufbereitung

Obwohl in den Jahren nach dem Zweiten Weltkrieg an verschiedenen Stellen die bereits vor dem Krieg an Rennmotoren gemachten Versuche mit Kraftstoff-Einspritzung auch an Motorradmotoren (insbesondere an Zweitaktern) wieder aufgegriffen wurden, hat der Vergaser bis heute seine dominierende Position im Motorradmotorenbau halten können.

Nahezu ausnahmslos handelt es sich um Spritzvergaser mit Schwimmer-Niveauregulierung und Gasmengendosierung mittels vom Lenker über Seilzug betätigten Drosselschiebers (Rund- oder Flachschieber). Dieser dient bei der Mehrzahl der Vergasermodelle als Träger einer konischen Teillastnadel, die in einer Nadeldüse arbeitet, welche mit ihrem Ringquerschnitt die Gemischzusammensetzung von etwa $^1/_4$ bis $^3/_4$ Schieberöffnung bestimmt; die Zusammensetzung kann durch andere Nadel- oder Nadeldüsenform, aber auch durch Höher- oder Tieferhängen der Nadel im Schieber variiert werden. Im ersten Viertel des Gasschieber-Öffnungsweges bestimmt das Leerlaufsystem (mit eigener Kraftstoff- und Luft-Düse) die Gemischzusammensetzung für

Leerlauf und Übergang, im letzten Viertel Gasschieberöffnung dosiert allein die der Nadeldüse vorgeschaltete Hauptdüse die Kraftstoffmenge und damit die Gemischzusammensetzung.

Von den kleinsten (Mofa/Moped)Modellen abgesehen, sind moderne Motorradvergaser mit konzentrisch zur Mischkammer (Drosselführung) liegender Schwimmerkammer ausgerüstet. Dies erleichtert, insbesondere bei Mehrvergaseranordnungen (bei Mehrzylindermotoren), die Unterbringung, macht aber auch die Gemischbildung weitgehend unabhängig von Fahrzeug-Verzögerung und -Beschleunigung und gegebenenfalls von der Kurvenneigung der Maschine.

Die für den Kaltstart erforderliche Gemischanreicherung wird entweder mittels einer in den Ansaugquerschnitt einzuschiebenden Luftdrossel bewirkt (die nach der ersten Anwärmperiode dann entweder von Hand wieder herausgezogen oder beim Öffnen des Gasschiebers mitgenommen und ohne Zutun des Fahrers außer Funktion gesetzt wird) – oder mittels eines über Seilzug zu betätigenden Luftschiebers im Ansaugquerschnitt – oder schließlich durch einen gesondert zuzuschaltenden Startvergaser (analog den Ausführungen bei Automobilvergasern). Dieser wird meist über Seilzug vom Handhebel betätigt und liefert unter Umgehung des Mischkammerdurchgangs das benötigte angereicherte Kaltstart-Gemisch dank eigener Kraftstoffdüse und Luftdosierung. An vielen Vergasern findet sich allerdings auch noch (zusätzlich) der herkömmliche Schwimmer-Tupfer.

Zuerst wurde an japanischen Viertaktmodellen der grundsätzlich bereits aus dem Automobilbau bekannte Unterdruck-(Gleichdruck-) Vergaser verwendet, bei dem mit dem Gasdrehgriff zunächst eine Drosselklappe im Ansaugquerschnitt betätigt, der die Teillastnadel tragende Schieber jedoch durch eine vom Ansaug-Unterdruck beaufschlagte Membran bzw. einen konzentrisch zum Schieber angeordneten Unterdruckkolben im Mischkammerkopf in seiner Stellung beeinflußt wird. Mit Hilfe solcher Unterdruckvergaser lassen sich Charakteristik und Wirtschaftlichkeit von Motorradmotoren deutlich verbessern. Allerdings erfordert die Einstellung einer Mehrzahl solcher Vergaser an einem Mehrzylindermotor (häufiger als im Automobilbau ordnet man bei Motorradmotoren, Zwei- oder Viertaktern, jedem Zylinder seinen eigenen Vergaser zu) die Verwendung eines Unterdruck-Einstellgerätes mit Manometern. Versuche mit Unterdruckvergasern an Zweitaktmotoren, ursprünglich nur an Viertaktmotoren angebaut, bewiesen inzwischen, daß sich auch bei diesen Charakteristik und Verbrauch günstig beeinflussen lassen.

Zur – unabdingbaren – Filterung der Ansaugluft dienen heute durchweg großflächige Trockenfilter mit Papier- oder Kunststoffeinsätzen, die dem oder den Vergasern vorgeschaltet und in einem großvolumigen Raum untergebracht sind, der der Dämpfung des bei Hochleistungsmotoren u. U. zu erheblichen Phonwerten anwachsen-

den Ansauggeräusches dient. Er findet im allgemeinen seinen Platz unterhalb der Sitzbank. Das Filter ist zwecks Reinigung bzw. Auswechselung von der Seite oder nach Hochnehmen der Sitzbank zugänglich; die Ansaugöffnungen für die Verbrennungsluft sind meist unterhalb der Sitzbank in eine weitgehend der Verschmutzung entzogenen Zone angelegt.

Zu erwartende gesetzliche Forderungen hinsichtlich verringerter Schadstoff-Emission auch bei Motorrädern einerseits, die wünschenswerte Verbrauchssenkung bei Zweitaktmotoren andererseits, machen eine zukünftige intensive Beschäftigung mit der Kraftstoffeinspritzung auch bei Motorradmotoren wahrscheinlich. Trotzdem wird der Vergaser noch lange nicht zu ersetzen sein, zumal auch auf diesem Sondergebiet die Entwicklung nicht stillsteht.

216 Zündung und sonstige Elektrik

Während bei Automobilmotoren die Batterie/Spulenzündung – kontakt- oder neuerdings schon vielfach kontaktlos gesteuert – den Standard darstellt, wird die Zündspannung beim überwiegenden Teil motorisierter Zweiradfahrzeuge nicht mit Hilfe eines einer Batterie entnommenen Gleichstroms in einer Zündspule induktiv erzeugt. Vielmehr wird ein Wechselstrom geringer Spannung in einer Generatorspule bei der Drehung eines auf der Motorkurbelwelle sitzenden, Permanentmagnete tragenden Rotors erzeugt, mit dessen Hilfe dann in einem Zündtransformator, ebenfalls auf induktivem Weg, die benötigte Zündspannung gewonnen wird. Das Mengenverhältnis dieser „Magnetzündanlagen" zur Batterie/Spulen-Zündung ist im Motorradbau deshalb so kraß, weil mit „Schwunglichtmagnetzündern" (unterschiedlicher Bauart) ausnahmslos alle Mofa-, Moped- und Kleinkraftradmotoren ausgerüstet sind, darüber hinaus auch noch Motorräder mit größerem Hubraum.

Zusätzlich zum Zündstrom wird aber auch Strom zur Speisung der Beleuchtung (Scheinwerfer und Rückleuchte) benötigt, teilweise auch zur Versorgung eines Bremslichts und von Blinkleuchten bezw. – über Gleichrichter – zur Ladung einer Batterie.

Die ständige Steigerung der Anforderungen an die Leistungsfähigkeit von Schwunglichtmagnetzündern hat zunächst zu neuen Hochleistungs-Magnetmaterialien geführt – aber auch zu geänderten konstruktiven Konzeptionen. So findet sich heute (von den Anlagen für die kleinsten Motoren abgesehen, bei denen das komplette Spulensystem samt Unterbrecher auf einer am Motorgehäuse befestigten Grundplatte untergebracht ist) eine Trennung dadurch, daß sich – außer den der Lichtstromerzeugung dienenden Spulen – auf der Grundplatte nur die Generatorspule für den Zündungsteil samt Unter-

brecher und Löschkondensator befindet. Die Sekundärspulenwicklung ist jedoch durch einen aus Primär- und Sekundärteil aufgebauten Zündtransformator ersetzt, auf dessen Primärteil die Generatorspule arbeitet und der gesondert am Rahmen untergebracht ist.

Mehr und mehr setzt sich anstelle der auf induktiver Basis arbeitenden Schwunglichtmagnetzündanlage mit Kontaktunterbrecher die kontaktlos auf kapazitativer Basis arbeitende Hochspannungs-Kondensatorzündung (Thyristor-Zündung) durch. Bei ihr befindet sich auf der am Motor befestigten Grundplatte anstelle des mechanischen Unterbrechers ein Geber, in dessen Wicklung beim Vorbeistreichen des Magnetrotors im Zündzeitpunkt ein Steuerstrom induziert und einem (in einer ebenfalls gesondert im Rahmen untergebrachten Elektronik-Box) Thyristor zugeführt wird. Der in einer Generatorspule induzierte Wechselstrom dient, mittels einer Diode gleichgerichtet, zum Aufladen eines Speicherkondensators, dessen Energie vom gebergesteuerten Thyristor freigegeben wird, so daß ein Stromfluß (vom Kondensator über die Primärwicklung des Zündtransformators nach Masse) im Transformator die benötigte Hochspannung induziert.

Vorteile dieser elektronischen Zündanlagen sind nicht nur der Wegfall des pflegebedürftigen, verschleiß- und störungsanfälligen Unterbrechers, sondern auch ein Zündfunke anderer Charakteristik, die bei Verwendung geeigneter Kerzen diese praktisch unempfindlich gegen Gemischüberfettung und Verölen macht.

Die bei Motorrädern größerer Hubraumklassen nach wie vor zur Verwendung kommende Batterie/Spulenzündung kann ebenfalls kontaktgesteuert oder kontaktlos arbeitend ausgelegt sein. Sie bezieht ihre

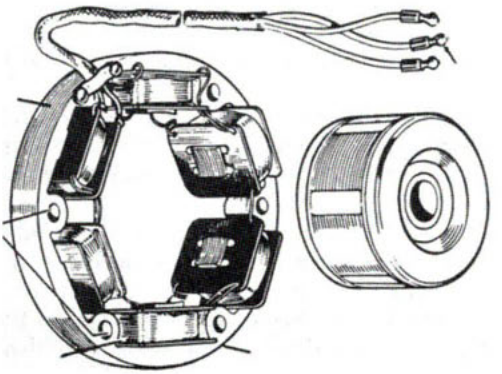


Bild 9. Englischer Wechselstrom-Generator (Lucas) mit sechs Spulen und auf der Kurbelwelle sitzendem Permanentmagnet-Rotor. Die Anlage kann unbedenklich im Primärtrieb-Oelbad laufen

Energie aus der Bordbatterie, die entweder von einer Gleichstrom-Lichtmaschine oder – über Gleichrichter – aus einem Wechsel- bzw. Drehstromgenerator (dessen Rotor meist, wie der Anker der Gleichstrommaschinen, direkt auf dem Kurbelwellenzapfen sitzt) aufgeladen wird. Bei den Wechsel- bzw. Drehstromanlagen geht die Tendenz deutlich zu 12 V Nennspannung. Während die Regelung der Gleichstrommaschinen meist noch in herkömmlicher Weise erfolgt, werden für die Spannungsregelung (und die Rückstromschalter-Funktion) der Wechsel- und Drehstromanlagen Halbleiterelemente eingesetzt.

Der für die übrigen Verbraucher benötigte Strom wird entweder über die Batterie oder – in einzelnen Fällen – direkt aus gesondert vorgesehenen Generatorspulen entnommen.

Vor dem Zweiten Weltkrieg vereinzelt unternommene Versuche, Motorradmotoren mit elektrischem Starter (Dynastart) auszurüsten, wurden nach dem Krieg zunächst nicht wieder aufgenommen. Den Japanern blieb es vorbehalten, den Elektrostarter wieder in den Motorradbau einzuführen. Zunächst ebenfalls mit Dynamo/Starter-Kombinationen nach Art des Dynastarts, im Zuge des Abgehens von Gleichstrom-Lichtmaschinen später, und herunter bis 125 cm^3-Motoren, analog dem Automobilmotorenbau mit separaten Startermotoren, die über eine entsprechende Übersetzung und zwischengeschalteten Freilauf bzw. mittels axial verschiebbaren Einspurritzels in bekannter Weise das Anwerfen des Motors ermöglichen. Bei einzelnen Modellen mit Elektrostarter wird der herkömmliche Kickstarter nur noch auf Wunsch bzw. als Bestandteil des Bordwerkzeugs geliefert.

217 Schmierung

217.1 Zweitaktmotoren

Für Zweitaktmotoren in Zweiradfahrzeugen, die ausnahmslos mit Kurbelraum-Vorverdichtung arbeiten, findet noch immer überwiegend die ebenso unkomplizierte, wie zuverlässige Mischungsschmierung (Beigabe des Motorenöls zum Kraftstoff) Verwendung, da ihre Vorteile die Nachteile überwiegen. Das jahrelang bevorzugte Mischungsverhältnis 1 : 25 (nur selten in der Einlaufperiode und bei Wettbewerbsmotoren 1 : 20) wird mehr und mehr durch das Verhältnis 1 : 50 abgelöst, womit geringere Rückstandsbildung im Brennraum, den Kolbenringnuten und der Auslaßpartie erreicht und die Neigung zum „Ölqualmen" reduziert wird.

Im Hinblick insbesondere auf den USA-Absatz kamen zahlreiche, vor allem japanische, Zweitaktmodelle auf den Markt, die mit getrennter Pumpenschmierung arbeiten. Eine vom Motor angetriebene Ölpumpe fördert drehzahlabhängig Frischöl aus einem separaten Öl-

behälter, die Fördermenge wird durch Koppelung eines Drosselorgans mit der Gasdrossel belastungsabhängig dosiert. Die Belastungsabhängigkeit ist stärker als bei der ebenfalls weitgehend belastungsabhängigen Mischungsschmierung. Deshalb arbeiten solche Getrenntschmierungen wirtschaftlicher als die Mischungsschmierung, freilich unter Inkaufnahme von Nachteilen durch die kompliziertere Anlage. Die Einführung des Öls in den Motor geschieht entweder direkt in die Ansaugleitung in Nähe des Vergasers – oder zunächst zu den Kurbelwellen-Hauptlagern und von dort durch Bohrungen in den Kurbelwellenteilen zu den Pleuellagern, von wo aus das abspritzende Öl die Kolbengleitflächen der Zylinder ausreichend versorgt.

217.2 Viertaktmotoren

Motorrad-Viertaktmotoren arbeiten entweder mit der im Automobilmotorenbau üblichen Druckumlaufschmierung, bei der eine vom Motor angetriebene Zahnrad-, Kolben- oder Eaton-Pumpe das Öl über ein Filter ansaugt und allen Lager- und Gleitstellen im Motor (einschließlich der Ventilsteuerung) unter Druck zuführt, das sich dann im Ölsumpf unter dem Kurbelraum wieder sammelt. Oder die Motoren

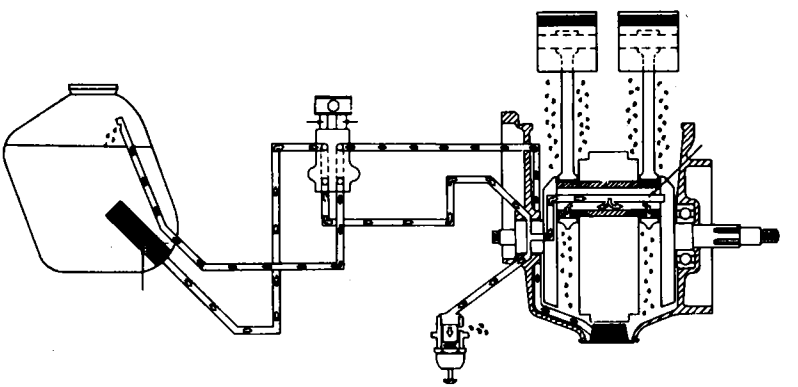


Bild 10. Trockensumpfschmierung (Triumph) mit zwei Ölpumpen (Mitte), deren eine das im Motor nach unten abgelaufene Öl über ein Filter in den Öltank zurückfördert, von wo es die zweite Pumpe den Schmierstellen nach erneuter Filterung wieder zuführt

arbeiten mit Trockensumpfschmierung. Bei dieser wird durch eine zweite Pumpe das Öl, das den Motor passiert hat, aus dem Sumpf wieder abgesaugt und in einen (meist unabhängig vom Motor im Rahmen untergebrachten) Ölbehälter geführt, aus dem es – wiederum nach Filterung – von der Hauptpumpe erneut in den Umlauf gedrückt wird. In Einzelfällen wird in den Ölkreislauf ein Ölkühler eingeschaltet, um die Öltemperatur zu reduzieren.

218 Kühlung

Auch heute noch überwiegt die direkte Luftkühlung bei motorisierten Zweiradfahrzeugen. Nur bei einzelnen Modellen wird die Wirkung des Fahrtluftstroms, der die überschüssige Verbrennungswärme von den Kühlrippen an Zylinder und Kopf abführen soll, durch ein Gebläse unterstützt (insbesondere bei Mofa/Moped-Modellen). Dabei ist der als Schwungmasse dienende Rotor des Schwunglichtmagnetzünders mit Lüfterschaufeln ausgerüstet, die die angesaugte Kühlluft durch eine um die Kühlrippen gelegte Guß- oder Blechummantelung zwangsläufig so führen, daß unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit eine ausreichende Wärmeabfuhr gewährleistet ist.

Ein japanisches Fabrikat benutzt bei einigen Motorradmodellen – ohne Gebläse – eine um die Zylinderkopfrippen gelegte Ummantelung, um den Fahrtluftstrom zwangsläufig zwischen den Kopfrippen durchströmen zu lassen und so die Kopfkühlung zu verbessern.

Kühlfläche und damit Größe der Kühlrippen am Zylinder wie am Kopf haben mit steigenden Hubraumleistungen immer mehr zugenommen. Das brachte zusätzlich Probleme. Einmal wegen der Gefahr geräuscherhöhender Schwirrneigung der Rippen, die durch eingegossene oder nachträglich angebrachte Absteifungen, etwa Kunststoff-Zwischenpolster, beruhigt werden. Zum anderen bei Mehrzylindermotoren durch die Notwendigkeit, nicht nur ausreichenden Kühlluftdurchtritt zwischen den Zylindern und ausreichende Kühlfläche in diesen ohnehin thermisch schwierigen Zylinderpartien sicherzustellen, sondern auch um zu vermeiden, daß durch allzu starke Unsymmetrie der Kühlrippendimensionierung die Gleichmäßigkeit der Zylinderausdehnung gefährdet wird.

Weniger weil (außer bei Rennmotoren) mit direkter Luftkühlung die Wärmeabführung nicht mit Sicherheit unter allen Betriebsbedingungen gewährleistet werden kann, sondern mehr aus Gründen verbesserter Geräuschdämmung scheint die bereits in früheren Jahren (da aber ausschließlich aus thermischen Gründen) im Motorradmotorenbau zu findende Flüssigkeitskühlung wieder Interesse zu finden. Kam man früher mit Thermosiphonumlauf aus, so zwingt heute, von den kleinsten Modellen abgesehen, die geringe Höhendifferenz zwischen

Motorblock-Wassermantel und Kühler meist dazu, mit zwangsläufigem Kühlmittelumlauf mittels Wasserpumpe zu arbeiten (elektrisch oder vom Motor direkt angetrieben). Bei größeren Einheiten werden zusätzlich Thermostat (für die Verkürzung der Anwärmperiode) und Kühlventilator (zur Bewältigung von Spitzentemperaturen) vorgesehen.

Ölkühlung, die es zwischen den Weltkriegen in einigen Versionen gab, findet sich derzeit im Motorradmotorenbau nicht. Dagegen stellt ein Mofa/Moped-Hersteller eine Flüssigkeitskühlung ohne gesonderten Kühler heraus. Bei diesem System befindet sich in einem zwischen Zylinderkörper und rippenbestücktem Mantel ein mit Kühlflüssigkeit teilweise gefüllter Raum. Die Kühlflüssigkeit soll einmal die Wärmeabfuhr an allen wärmebeaufschlagten Stellen von Zylinder und Kopf egalisieren, zum anderen wiederum eine Reduzierung der mechanischen Motorgeräusche bringen. Die Ausdehnung des Kühlmittelvolumens bei Erwärmung wird dadurch ausgeglichen, daß der Kühlmittelraum nur zum Teil mit Flüssigkeit, zum geringen Teil mit Luft gefüllt ist.

219 Geräuschdämpfung

Nächst der in den kommenden Jahren auch vor den Motorradkonstrukteuren stehenden Aufgabe, die Schadstoffemission zu reduzieren, ist die Forderung nach weiterer Absenkung des Geräuschniveaus bei den meisten Gattungen motorisierter Zweiradfahrzeuge die wichtigste Aufgabe der kommenden Zeit. Die seit September 1966 in der BR Deutschland geltenden maximalen Geräuschwerte (Mofa 70, Moped, Mokick und Leichtroller 73, Kleinkrafträder 79, Motorräder und Motorroller über 50 cm^3 84 dB(A)) sind wenigstens zum Teil beträchtlich niedriger als die anderer motorisierter Verkehrsteilnehmer. Aber es gilt nicht allein, diese Geräuschwerte noch weiter abzusenken (entsprechende behördliche Auflagen sind zu erwarten), sondern vor allem auch die Geräuschlästigkeit der kleinen Hochleistungsmotoren rigoros herabzusetzen und darüber hinaus nachträgliche geräuscherhöhende Änderungen zu erschweren bzw. den Kontrollorganen ihre Erkennung zu erleichtern.

Die ab Januar 1977 erfolgte Umstellung der Versicherungsberechnung für Motorräder (von Hubraum- auf Leistungs-Basis) wird diese Aufgabe zweifellos erleichtern, weil sie die Möglichkeit gibt, die gewünschte und benötigte Leistung aus größerem Hubraum zu erzielen und so nicht nur geräuschärmere, sondern auch elastischere, mit weniger Getriebestufen auskommende und zudem durch erhöhte Lebensdauer wirtschaftlichere Motoren zu bauen.

Bei der Ausbildung der Auspuff-Schalldämpfer ist zu berücksichtigen, daß bei modernen Hubkolbenmotoren (bei Zweitaktern erheblich stärker, bei Viertaktern nicht so ausgeprägt, sofern es sich nicht um

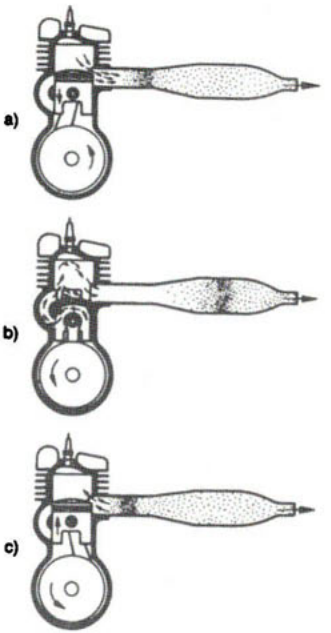


Bild 11. Spezielle Ausbildung des Auspufftopfes bei modernen Hochleistungszweitaktern und entsprechende Abstimmung der Kanalhöhen und der Saug- wie Auslaßseite ermöglichen es, die Füllung entscheidend zu verbessern, ja u. U. (Rennmotoren) ohne mechanischen Zusatzaufwand sogar eine geringe Überladung zu erzielen. a: hinter dem abströmenden Altgas strömt Frischgas in die Auspuffanlage, b: beim Öffnen des Auslaßschlitzes strömt Altgas in die Auspuffanlage, c: eine reflektierte Druckwelle drückt kurz vor Schließen der Auslaßöffnung Frischgas füllungsverbessernd in den Zylinderraum

Rennmotoren handelt) die Auspuffanlage integrierendes Bauteil des Motors insofern ist, als durch Ausnutzung der Schwingungsvorgänge in der den Motor durchlaufenden Gassäule eine Verbesserung der Füllung und damit eine Erhöhung der Leistung ohne Verbrauchserhöhung erfolgen kann. Die Abstimmung der Auspuffanlage auf den jeweiligen Motortyp war die wichtigste Voraussetzung für die Steigerung der Hubraumleistung von Motorradmotoren, besonders von Zweitaktern, in den zurückliegenden Jahren. Jedoch ist es möglich, die geforderte Schalldämpfung selbst bei Hochleistungsmotoren heute ohne Beeinträchtigung der Literleistung zu erzielen.

22 Kraftübertragung

221 Kupplung und Primärantrieb

Im Gegensatz zum Automobilbau läuft die Eingangswelle des Wechselgetriebes nur in Einzelfällen mit Kurbelwellendrehzahl, vielmehr liegt zwischen Motor und Getriebe in den meisten Fällen die Primärkraftübertragung, die zufolge ihrer Übersetzung der Eingangswelle des Getriebes eine geringere Drehzahl, dafür ein entsprechend erhöhtes Drehmoment zuordnet. Die Primärkraftübertragung übernehmen in der Mehrzahl der Fälle schrägverzahnte Stirnräder, selten nur noch eine endlose, meist ohne Spanner auskommende Einfach- oder Mehrfach-Hülsen- oder Rollenkette, in vereinzelten Fällen auch eine Zahnkette (Morsekette). Übersetzung Motor/Getriebe 1 : 1,5 bis 1 : 3.

Bei manchen Mofas und Mopeds findet sich statt Kette oder Zahnrädern ein endloser Keilriemen in der Primärkraftübertragung.

Nur in Ausnahmefällen findet eine trocken arbeitende Einscheiben-Kupplung analog dem Automobilbau Verwendung, in der Mehrzahl der Fälle ist die im Primärtrieb (seltener auf der Kurbelwelle, meist auf der Getriebe-Eingangswelle) liegende Kupplung eine im Ölbad der Primärkraftübertragung arbeitende Mehrscheibenkupplung, die ausnahmslos mechanisch von Hand betätigt wird.

Bei Mehrzylindermotoren mit Mittelabtrieb wird u. U. der Primärantrieb nochmals unterteilt und eine parallel zur querliegenden Kurbelwelle angeordnete Vorgelegewelle zunächst über Zahnräder oder Kette angetrieben, von der aus dann erst der eigentliche Primärantrieb über die Kupplung zum Getriebe läuft. Die freien Enden der Vorgelegewelle werden für den Antrieb von Hilfsaggregaten (Öl- oder Wasserpumpe, Generator, Zündunterbrecher) genutzt.

222 Wechselgetriebe

Die verwendeten Wechselgetriebe sind bei Mofa/Mopeds zwei- oder dreistufig, bei Mokicks meistens vierstufig, bei Kleinkraftradmodellen mindestens fünfstufig. Sechsstufige Getriebe finden sich zwar auch bereits bei 50 cm^3, insbesondere aber in der Mittelklasse von 250/500 cm^3, während Modelle über 500 cm^3 im allgemeinen mit fünf Gangstufen auskommen. Es handelt sich durchweg um Zahnradgetriebe.

Bei hubraumschwächeren Modellen finden sich noch ziehkeilgeschaltete Getriebe, sonst dienen Schaltklauen zur Koppelung von Zahnrädern und Wellen in den einzelnen Gangstufen. Synchronisiereinrichtungen werden im Motorradbau nicht verwendet. Die Betätigung der Getriebeschaltung erfolgt (mit Ausnahme der zwei- und dreistufigen Getriebe bei Mofas, Mopeds, Mokicks und Leichtrollern, wo

vom Schaltdrehgriff am Lenker aus über Seilzug die Getriebe von Hand geschaltet werden) über Fußschalthebel, der nach jeder Schaltbewegung bis zum Anschlag (nach oben oder unten) in seine Mittellage zurückgeht. Über ein Klinkengesperre wird eine Schaltwalze oder Schaltscheibe in Drehung versetzt (und in den einzelnen Gangstellungen arretiert), die in Kurvenbahnen Schaltgabeln führen, welche bei Axialverschiebung die Schaltklauen der zugeordneten Gangstufe in Eingriff bringen.

Mit dem Getriebe kombiniert ist der Kickstarter (Fußstarthebel), mit dem der Motor angeworfen werden kann, sofern kein Elektrostarter zur Verfügung steht. Bei Mofas und Mopeds dienen die Tretkurbeln auch zum Starten des Motors.

223 Sekundärantrieb

Die Sekundärkraftübertragung (vom Getriebe zum Hinterrad) erfolgt auch heute noch bei der Mehrzahl der Modelle mittels Einfach-Rollenkette. Während jedoch der Primärantrieb (wenn Kette bzw. Zahnräder) heute überall voll gekapselt ist und im Ölbad läuft, sind Schmutzschutz und Vorkehrungen für eine Schmierung der Sekundärkette noch sehr unterschiedlich, zum Teil ausgesprochen primitiv. Wirkliche Vollkapselung (und das „Peitschen" verhindernde Führung) der Kette ist selten.

Für das unumgängliche Nachspannen der Kette ist entweder das gesamte Hinterrad in seinen Achsaufnahmen in Fahrtrichtung verschiebbar – oder die Lagerung von Hinterradschwinge oder Hinterradachse erfolgt in beidseitigen, geklemmten Exzentern, deren Drehung die Einstellung des Kettendurchhangs ermöglicht.

Zunehmend findet sich ab 350 cm^3 auch der im Automobilbau längst zum Standard gewordene Wellenantrieb zum Hinterrad (Kardanantrieb), bei dem unter Zwischenschaltung von Gelenken eine (meist im Schwingenholm geführte) Welle vom Getriebeausgang zum Achsantrieb am Hinterrad führt, in dem ein Kegelradsatz für die Umlenkung und die erforderliche Sekundärübersetzung sorgt. Der gegen den Wellenantrieb sprechende höhere Preis, dem Geräuscharmut, Wartungsanspruchslosigkeit und Verschleißarmut entgegenstehen, tritt dann zurück, wenn es sich um leistungsstarke, großvolumige Motorradmodelle handelt, deren hoher Kettenverschleiß unwirtschaftlich ist. Ihm durch Verwendung einer Duplexkette begegnen zu wollen, ist ein Trugschluß, weil Duplexketten den unvermeidlichen Verwindungen im Hinterbau nicht lange gewachsen sind.

224 Kraftübertragungs-Automatiken

Im Gegensatz zu Motorrädern hat sich die Teil-(Kupplungs-)Automatik und die Voll-(Kupplungs/Getriebe-)Automatik bei Mofas und Mopeds bereits weitgehend durchgesetzt. In einzelnen Ländern ist eine Kupplungsautomatik für Mofa/Moped sogar behördliche Vorschrift, weil sie das geräuscherzeugende Hochdrehen des Motors im Leerlauf unmöglich macht.

Alle automatischen Kupplungen für Mofas/Mopeds benutzen fliehkraftbelastete Gewichte zur Herstellung des Kraftschlusses beim Erreichen einer festgelegten Motordrehzahl, bei deren Unterschreitung die Kupplung selbsttätig wieder trennt und so das „Abwürgen" des Motors verhindert. Um den Motor über die (bei Motorstillstand getrennte) Kupplung anwerfen zu können, muß eine mechanische Sperre oder eine zusätzliche, ebenfalls fliehkraftbetätigte „Startkupplung" vorgesehen werden.

Fliehkraftkupplungen wurden verschiedentlich auch bei Motorrädern versucht, aber immer wieder fallengelassen. Ebenso konnten sich Versuche mit Flüssigkeitskupplungen (hydraulische Föttinger-Kupplungen) bisher nicht durchsetzen. Eine „halbautomatische" Kupplungsbetätigung gab es bei den tschechoslowakischen Jawa-Motorrädern, wo beim Beginn des Schaltfußhebel-Wegs über einen

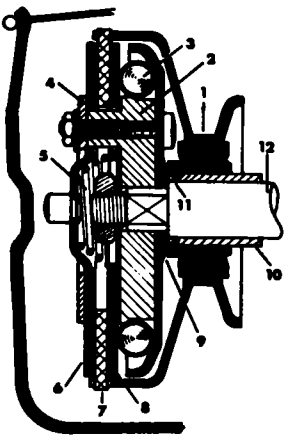


Bild 12. Fliehkraftkupplung einfachster Ausführung für Mofa/Moped

Nocken der Kraftschluß der Kupplung aufgehoben, beim Zurückgehen des Schalthebels in seine Nullage wieder hergestellt wurde.

Bei mehreren deutschen Hersteller-Firmen wurden für Mofa- und Moped-Motoren Zweigang-Vollautomatiken entwickelt. Bei diesen wird über eine Startkupplung der Motor angeworfen, das Anfahren erfolgt bei Drehzahlsteigerung über eine Fliehkraftkupplung und das Zahnradpaar des ersten Getriebegangs. Bei Erreichen einer festgelegten Fahrgeschwindigkeit wird eine zweite Fliehkraftkupplung kraftschlüssig und der Kraftfluß zum Hinterrad erfolgt nun über das Zahnradpaar des zweiten Gangs; ein im Zahnradsatz des ersten Gangs vorgesehener „Überholfreilauf" verhindert das Blockieren dieses Zahnradpaars als Folge der Drehzahldifferenz. Bei sinkender Fahrgeschwindigkeit schaltet sich bei festgelegter Hinterraddrehzahl der erste Gang wieder ein, weil die Kupplung des zweiten Gangs als Folge zu geringer

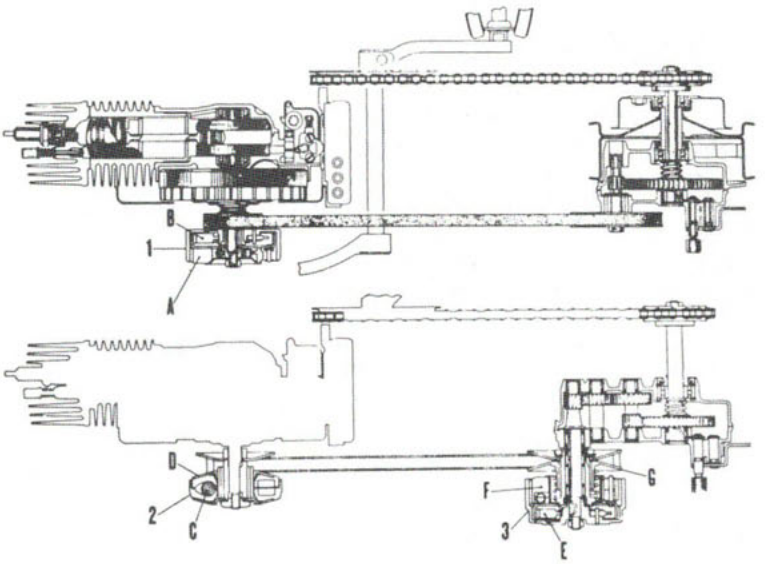


Bild 13. Automatische Kraftübertragung bei Vespa-Mofa/Moped-Modellen: Oben mit Fliehkraftkupplung (1) auf der Kurbelwelle (A Start, B Fahrkuppelung), Kraftfluß weiter über Endlos-Keilriemen zum Untersetzungsgetriebe in der Hinterradadnabe. Zusätzlich Pedalantrieb über zweite Kette und Freilauf. Unten als „Vollautomatik mit fliehkraftverstellten Riemenscheiben-Durchmessern (D und G) und Fliehkraftkupplung (E und F).

Drehzahl (bzw. Fliehkraft) trennt. Bei weiterer Geschwindigkeitsreduzierung trennt die Kupplung des ersten Gangs ebenfalls kurz vor Erreichen der Leerlaufdrehzahl des Motors.

Nach dem gleichen Prinzip lassen sich auch mehrstufige Getriebe automatisieren; eine schwedische Firma hat das bei einem für militärische Zwecke bestimmten Motorradmodell mit Dreiganggetriebe praktiziert.

Ebenfalls nur bei Mofas, Mopeds und Leichtrollern serienmäßig ausgeführt wurde die stufenlose Vollautomatik, die mit endlosem Keilriemen arbeitet, der zwischen zwei im wirksamen Durchmesser veränderlichen Riemenscheiben läuft. Die Scheibenhälften der beiden Riemenscheiben sind im Abstand verstellbar, wobei dieser Abstand sich bei der einen Scheibe fliehkraft-(drehzahl-)abhängig, bei der Gegenscheibe federdruck-(belastungs-)abhängig verstellt. Sofern nicht eine besondere Anfahrkupplung (fliehkraftabhängig) vorgesehen ist, dient die fliehkraftverstellbare Riemenscheibe als Anfahrkupplung. Vereinzelt wurde eine solche „Getriebe-Vollautomatik" auch bei Motorrädern mit Erfolg versucht.

Die Verwendung eines vollautomatischen hydraulischen Wandlers (Föttinger-Wandler) mit nachgeschaltetem mehrstufigen Planetengetriebe analog der im Automobilbau gebräuchlichen Ausführung verbietet sich wahrscheinlich bei Motorrädern, weil der vom Fahrer nicht beeinflußte automatische Gangwechsel u. U. in Fahrsituationen erfolgt, bei denen er gefährlich ist. Aussichtsreich dagegen erscheint (nachdem beim jetzigen Stand der Technik die zur Verfügung stehende Übersetzungsspanne eines hydraulischen Wandlers allein auch für ein Motorrad nicht ausreicht) die Kombination eines solchen Wandlers mit einem hand- oder fußgeschalteten Zweiganggetriebe. Vereinzelt finden sich – sogar schon beim Mofa/Moped! – Flüssigkeitskupplungen.

3 Fahrwerk

Das das Triebwerk aufnehmende Fahrwerk besteht aus dem Hauptrahmen, der Vorderradführung mit Lenkung, Federung und Dämpfung, der Hinterradfederung mit Dämpfung, den Laufrädern mit Bereifung und Bremsen, dem Fahrer- und Beifahrersitz mit Fußrasten, den Betriebsmittel-Behältern (für Kraftstoff, Öl und evtl. Wasser), dem Lenker mit Armaturen und Kontrollinstrumenten, den Schutzblechen und Abdeckungen sowie evtl. einer Verkleidung für die Maschine.

Grundsätzliche Forderung an den Fahrgestellrahmen samt Radführungen ist Leichtbau einerseits, Verwindungssteifigkeit andererseits. Es sollte vermieden werden, dem Triebwerksblock mittragende Aufgaben zu überlassen.

31 Rahmen

Stahlrohr als Baumaterial für Fahrgestellrahmen (wie die Gesamtkonzeption motorisierter Zweiradfahrzeuge an deren Entstehung aus dem Fahrrad erinnernd) hat noch immer eine beherrschende Stellung. Zwar ist die weitgehend handwerkliche Weiterverarbeitung nicht optimal wirtschaftlich, jedoch erleichtert die Rohrbauweise Modelländerungen. Dort, wo mit großen Stückzahlen disponiert werden kann bzw. mit größeren Änderungsintervallen, hat der aus Blech-Preßteilen zusammengesetzte Fahrgestellrahmen unbestreitbare ökonomische Vorteile.

Nur bei den geschwindigkeitsbegrenzten motorisierten Zweiradfahrzeugen findet sich überwiegend noch der fahrradähnliche zweidimensionale Fahrgestellrahmen. Bei Motorrädern ab 50 cm^3 ist er, ebenso wie der unten offene, durch den Triebwerksblock geschlossene Hauptrahmen immer seltener anzutreffen. Zwar findet sich noch vielfach das (dann allerdings mit großem Durchmesser oder doppelt übereinander angeordnete einfache Rahmenoberrohr, aber mindestens der Rohrunterzug unterhalb des Triebwerksblocks ist fast überall doppelt geführt und geht so in das ohnehin dreidimensional ausgebildete Rahmen-Heckteil über, das die Sitzbank trägt und gegen das sich die Feder/Dämpfer-Elemente der Hinterradfederung abstützen.

Mehr und mehr setzt sich der echte Doppelschleifen-Rahmen durch, bei dem die vom Rahmen-Lenkkopf nach unten laufende Rohrpartie

Bild 14. Doppelschleifen-Rohrrahmen Hinterschwinge mit Federbeinen, Aufnahme auf den Schwingenholmen verstellbar

entweder bis zum Heck doppelt geführt ist oder hinter dem Triebwerkblock in kurzem Bogen. Die Schrägrohre der Heckpartie setzen dann in diesem Bogen an, und im Rohrwinkel findet die Lagerung der Hinterradschwinge ihren Platz.

Die unteren Rahmenrohre nehmen die Lagerung der Fahrer-Fußrasten und des Fußbremshebels auf; die Rasten für den Beifahrer (die nicht, mitfedernd, an den Holmen der Hinterradschwinge sitzen sollen) haben ihren Befestigungspunkt an kurzen beiderseitigen Rohrbügeln, die häufig zur zusätzlichen Befestigung der Auspuffanlage dienen.

An den unteren Rahmenrohren erfolgt zudem die Lagerung des Mittelkippständers zum Aufbocken des Fahrzeugs; am linken Rohr befindet sich außerdem meist – sofern vorgesehen – die gegen Federzug herausklappbare Abstellstütze (Seitenständer), für deren automatische Rückführung in die Ruhelage beim Aufrichten der abgestellten Maschine aus Sicherheitsgründen konstruktiv vorgesorgt sein muß.

32 Lenkung und Vorderradführung

Die konstruktive Konzeption von Lenkung und Radaufhängungen motorisierter Einspurfahrzeuge ist nahezu zur Standardisierung gekommen:

a) Die Lenkung erfolgt, wie beim Fahrrad, als Direktlenkung, bei der der „Lenker" dem im Lenkkopf (Steuerkopf) des Rahmens in Schrägkugel- (besser Kegelrollen-)Lagern gelagerten Gabelschaftrohr Schwenkbewegungen vermittelt,

b) Führung und Abfederung des Vorderrades erfolgen in der überwiegenden Mehrzahl der Modelle (und nur bei manchen Typen von Mofas, Mopeds und Leichtrollern sowie Motorrollern nicht) mit einer sog. Teleskopgabel, deren Funktion auf der gegenseitigen Verschiebung konzentrischer Rohre gegen Federdruck beruht. Das Ausweichen von Gabel und Vorderrad beim Einfedern erfolgt geradlinig nahezu in Richtung der Lenkkopf-Mittelachse. Möglichst lange Federwege werden angestrebt,

c) Führung und Abfederung des Hinterrades (sofern dessen Achse nicht – nur bei Mofa- und wenigen Moped-Typen – nach Fahrradart ungefedert im Rahmen-Hinterbau starr gehalten ist) erfolgen mittels Langschwinge, die sich über normalerweise beiderseitig angeordnete Feder/Dämpfer-Elemente (Federbeine) gegen das Rahmenheck abstützt. Auch am Hinterrad werden im Interesse des Fahrkomforts und guter Straßenlage große Federwege angestrebt, abgesehen von Ausnahmefällen bei Moto Cross-Maschinen werden aber die der Vorderrad-Teleskop-Federung nicht erreicht. Die Ausweichrichtung des Hinterrads beim Durchfedern entspricht der von der Schwinge um ihren Lagerpunkt beim Einfedern ausgeführten Kreisbogenbewegung.

Sog. Nabenlenkungen blieben auf Experimente beschränkt, Kurz- und Langschwingen-Vorderradgabeln finden sich lediglich noch bei Mofas, Mopeds und Motorrollern, und auch die Triebsatzschwinge, bei der Motor und Getriebe die Federbewegungen des Hinterrades mitmachen, kommt nur noch vereinzelt bei diesen Fahrzeugen, bei Motorrädern nicht mehr, zur Anwendung.

Zur Selbststabilisierung des Einspurfahrzeugs und zu sicherem Geradeauslauf ist es erforderlich, dem Vorderrad „Nachlauf" zu geben, d. h. den Schnittpunkt des vom Achsmittel auf die Aufstandsfläche gefällten Lots um das Maß dieses Nachlaufs hinter den Schnittpunkt des Gabelschaftrohrmittels mit der Aufstandsfläche zu legen. Je größer der Nachlauf (bis maximal 120 mm), desto deutlicher die Geradeauslauf-Tendenz, je geringer der Nachlauf, desto fühlbarer die Kurvengängigkeit. Je nach Gesamtauslegung des Fahrwerks, Schwerpunktlage und Verwendungszweck des Fahrzeugs muß der günstigste Nachlauf ermittelt werden. Gegebenenfalls, z. B. für Beiwagenbetrieb, muß er zu verändern sein.

Der Lenkkopfwinkel und der (nicht immer gleiche) Gabelwinkel stellen einen Kompromiß dar, mit dem versucht wird, die Ausweichrichtung des Vorderrads beim Einfedern in die Richtung der auftreffenden Fahrbahnstöße zu legen. Der Lenkkopfwinkel beträgt bei Motorrädern für normalen Straßeneinsatz im Mittel 63°, gemessen zur Horizontalen.

33 Vorderradfederung

Die Teleskopgabel hat, vor allem beim Motorrad, alle anderen Varianten der Vorderradaufhängung abgelöst. Die Holmrohre müssen gegen Durchbiegung genügend steif sein, ihre (Klemm-)Verbindung mit den (bei Motorrädern meist aus Leichtmetall gegossenen oder geschmiedeten) Gabelbrücken muß so starr sein, daß die Gabel in sich verdrehsteif ist. Die Fäuste der unteren Gabelrohre müssen die Vorderradachse so umfassen und die Achse selbst muß so steif sein, daß Durchbiegungen der Achse und Schrägstellen des Vorderrads weitgehend unmöglich sind. Häufig wird ein (gleichzeitig das Vorderradschutzblech tragender) Rohrbügel, der oberhalb des Vorderrads die beiden Gabelrohre verbindet, so ausgeführt (und mit den Gabelrohren doppelt verschraubt!), daß er zur Versteifung der Radhalterung beiträgt.

So einheitlich die Grundkonzeption der Teleskopgabel geworden ist, so unterschiedlich ist der Aufbau der Federung und ihrer Dämpfung. Diese kann nur bei den Teleskopgabeln der leichtesten und billigsten Einspurfahrzeuge durch Gleitreibung erfolgen, sonst aber wird sie als doppeltwirkende hydraulische Dämpfung konzipiert. Durch Aufteilung der in den Gabelstandrohren untergebrachten Schrauben-

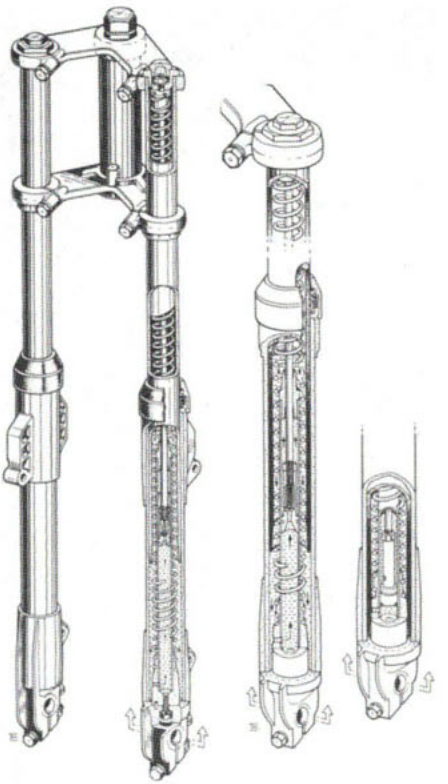


Bild 15. Aufbau und Inneres der Zündapp-Teleskopgabel

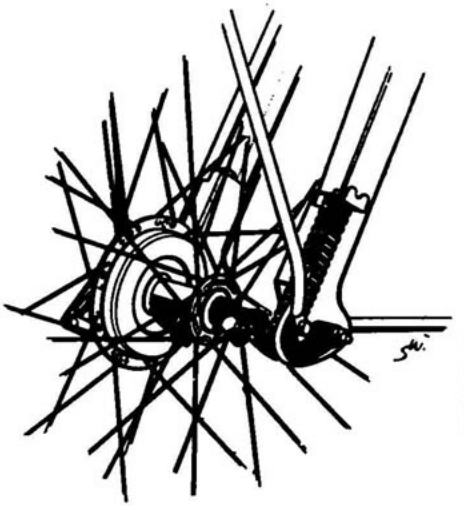


Bild 16. Kurzschwinge zur Vorderradabfederung (nur noch vereinzelt bei Mofa/Moped)

federn in Teilfedern unterschiedlicher Kennung kann der Gabelfederung jede gewünschte Charakteristik gegeben werden. Elastische Endanschläge stellen die Sicherung gegen hartes Durchschlagen der Vorderradfederung dar. Die hydraulischen Dämpfungseinrichtungen arbeiten in bekannter Weise als Kolbendämpfer mit unterschiedlicher Dämpfungscharakteristik für Ein- und Ausfedern. Änderungen der Viskosität des Dämpferöls ermöglichen nachträgliche Änderungen des Federungs- und Dämpfungsverhaltens der Vorderradgabel.

34 Hinterradfederung

Die zur Führung des Hinterrads dienende langarmige Schwinge ist mit ihrer möglichst breiten Basis am Hauptrahmen (der mindestens in dieser Partie fast immer doppelt geführt ist) auf durchgehendem Lagerbolzen in Gleitlagerbuchsen, Silentblocks oder Nadel- bzw. Kegelrollenlagern gelagert. Spielfreiheit dieser Lagerung bzw. Widerstandsfähigkeit gegen Schwenkbewegungen in der Lagerungsebene sind für das Fahrverhalten des Einspurfahrzeugs ebenso wichtig wie weitgehende Verdrehfestigkeit der Schwinge selbst, die deshalb meist aus speziell versteiften Rohren oder aus Leichtmetallschmiedestücken bzw. Blech-Kastenprofilen aufgebaut ist. Die Schwingenenden nehmen die Hinterradachse auf, die wie die Vorderradachse zur Versteifung der Radführung beiträgt. Da bei Kettenmaschinen die Hinterradachse gegen das Abtriebskettenrad am Getriebe verschiebbar sein muß (um bei Verschleiß den Kettendurchhang korrigieren zu können), wird sie in Langlochaufnahmen mit Kettenspannschrauben gehalten – oder es gelangen beiderseitig Exzenter zur Anwendung – entweder zur Aufnahme der Hinterradachse oder an der Lagerstelle der Schwinge im Rahmen.

Abfederung und Dämpfung des Hinterrads erfolgen durch sog. „Federbeine", Schrauben-Druckfedern, die um doppeltwirkende, hydraulische Kolben-Stoßdämpfer gelegt und mit Augen unten am Schwingenende, oben am Rahmeneck angelenkt sind. Silentblocks nehmen die unvermeidlichen Schwenkbewegungen dieser Lagerstellen auf; fliegende Lagerung sollte vermieden werden.

Aus optischen (und teilweise auch thermischen) Gründen bleiben die Federn dieser Federbeine meist ungekapselt, sie sind häufig mit unterschiedlicher Steigung gewickelt, so daß sie progressiv wirken. Die Dämpfer arbeiten doppeltwirkend (mit geringerer Wirkung beim Einfedern). Auch hier verhindern elastische Endanschläge hartes Durchschlagen der Federung. Mehr und mehr kommen Federbeine mit Nachstellmöglichkeit für Federung und/oder Dämpfung zur Verwendung, so daß auch bei Soziusbelastung, die eine einschneidende Änderung der Achsbelastung insbesondere hinten bringt, die Federungs-

und Dämpfungscharakteristik am Hinterrad modifiziert und eine sichere Straßenlage sowie ausreichender Fahrkomfort erhalten werden können.

Bei Geländesportmaschinen, insbesondere bei Moto Cross-Maschinen, ist man in jüngster Zeit zu extremen Anstellwinkeln für die Federbeine übergegangen. Man versucht auch, die Schwinge zum in sich geschlossenen „Cantilever"-Hinterrahmen zu ergänzen, der sich dann über ein im Tanktunnel untergebrachtes, großvolumiges Federbein gegen die Lenkkopfpartie des Rahmens abstützt, was für die genannten Einsatzzwecke Vorteile (größere Federwege am Hinterrad) gebracht hat.

35 Räder, Bereifung, Bremsen

351 Räder

Bis vor wenigen Jahren zeigten die Laufräder motorisierter Zweiradfahrzeuge deutlich die Abstammung vom Fahrrad: Drahtspeichenräder waren, bis zu den hubraumstärksten Motorrädern, der Standard. Unter Verwendung von Aluminium- oder Elektronguß-Naben, gekröpften (seltener ungekröpften) Dickend-Stahlspeichen mit Messingnippeln und Stahl- bzw. Leichtmetallfelgen mit „Punzungen", die der Speichenanzahl (36 – 40) und Speichenstellung (2 oder 3 Überkreuzungen, je nach Speichenkranz-Durchmesser) entsprechen, entstanden im Prinzip noch immer die gleichen Räder wie schon vor Jahrzehnten.

Erst in jüngster Zeit beginnen sich, zunächst im Rennsport erprobt, Leichtmetall- bzw. Elektronguß-Räder (sog. Artillerieräder) einzuführen (Leichtmetall- und Stahlblech-Scheibenräder, evtl. mit größeren Durchbrüchen, hatten schon vor Jahren Eingang in den Roller- und Moped-Bau gefunden). Leichtmetallräder können Gewichtseinsparung bringen, ihre Herstellung kann rationeller als die von Drahtspeichenrädern sein, und bei ihnen gibt es kein Speichenlockern und Nachzentrieren. Sie stellen aber hohe Anforderung an die Fertigungssorgfalt. Ursprünglich vorgebrachte Bedenken, daß die dem Drahtspeichenrad eigene Elastizität dem starren Gußrad fehle und Fahrkomfort sowie Fahreigenschaften beeinträchtigt werden könnten, haben sich als nicht stichhaltig erwiesen. Mit verstärkter Anwendung von Gußrädern (evtl. auch anderen Ablösungen des Drahtspreichenrades) ist deshalb zu rechnen.

352 Bereifung

Für motorisierte Zweiradfahrzeuge kommen Laufräder verschiedenster Durchmesser zur serienmäßigen Verwendung: während bei Mini-

bikes (Mopeds mit extrem kleinen Rädern) und Motorrollern 8 und 10 Zoll-Räder benutzt werden, beginnen die Raddurchmesser für Motorräder bei 16 Zoll und gehen über 18 und 19 bis zu 21 Zoll – letztere vor allem für die Vorderräder von Geländesport- und Moto Cross-Modellen, die mit größerem Vorderraddurchmesser eine bessere Spurhaltung unter Geländebedingungen zeigen.

Unterschiedlich, abgestimmt auf die verschiedenen Maschinengewichte und Belastungen je nach Modell und Hubraumklasse, sind auch die Reifen – und entsprechend die Felgenbreiten: 2.25 – 2.50 – 2.75 – 3.00 – 3.25 – 3.50 – 4.00 – 4.50 – ja bis über 5.00 Zoll hält die internationale Reifenindustrie für die Motorradhersteller und den Ersatzbedarf bereit, nochmals variiert durch mannigfaltige Profilierungen der Laufflächen je nach Verwendungszweck.

Ausnahmslos wird die Bereifung motorisierter Zweiradfahrzeuge mit Schlauch montiert. Der Übergang zu Gußrädern (die im Gegensatz zu den Drahtspeichenrädern in der Felge druckdicht sind) könnte dem schlauchlosen Reifen auch beim Motorrad Eingang verschaffen.

353 Bremsen

Konstruktiv sehr unterschiedlich sind die Motorradbremsen. Während bei Mofas, Mopeds und Rollern, entsprechend deren geringem Gewicht und begrenzter Geschwindigkeit, relativ kleine Simplex-Innenbackenbremsen (Bremsnaben als Trommelbremsen in Blech oder als Vollnabenbremsen in Leichtmetallguß mit eingesetztem Bremsring) Verwendung finden, die mechanisch (hinten vom Fußbremshebel über Seilzug oder Gestänge, vorn von Hand über Seilzug) betätigt werden, erfordern Motorräder schon ab 50 cm^3 erheblich wirkungsvollere Bremsen. Auch hier handelte es sich bis vor wenigen Jahren um Leichtmetall-Vollnabenbremsen, im Hinterrad meist als Simplex-, im Vorderrad auch als Duplex-, manchmal sogar als Doppel-Duplex-Bremse (Vierbacken-Ausführung). Die Betätigung dieser Bremsen erfolgt durchweg mechanisch über Gestänge bzw. Seilzug.

Hat (häufig schon ab 50 cm^3) die Hinterradnabe zwecks erleichterten Radausbaus eine Steckachse, so wird sie meist zweiteilig ausgeführt, damit der Antrieb beim Radausbau im Rahmen verbleiben kann. Der Radnabe und Kettenradträger (als solcher kann die Bremstrommel fungieren) verbindende Mitnehmerkranz wird dann gleichzeitig als Antriebsstoßdämpfer ausgebildet: Gummi- bzw. Kunststoffformstücke dienen als elastische, stoßdämpfende Kupplung zwischen Antrieb und Nabe.

Für Moto Cross-Maschinen werden häufig Leichtmetallnaben mit einseitiger Trommelbremse verwendet, bei denen der Nabenkörper sich in Konusform vom kleinsten Durchmesser zu dem der Trommel

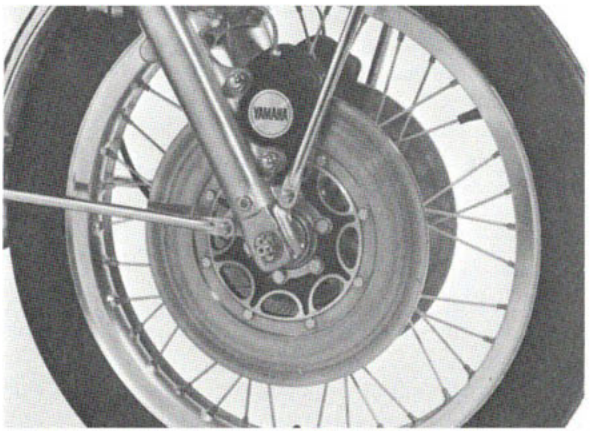


Bild 17. Hydraulisch betätigte Doppelscheibenbremse im Vorderrad.

vergrößert. Diese Naben werden aus Gewichtsgründen ohne Steckachse ausgeführt.

Die Lagerung der Naben übernehmen Kugel- (seltener Kegelrollen-) Lager, die auch die nicht unbeträchtlichen Axialkräfte aufnehmen müssen. Bei geteilten Hinterrad- (Steckachs-)Naben werden mindestens drei Lager benötigt. Austauschbarkeit der Räder ist nicht mehr gefragt.

Mehr und mehr führt sich auch im Motorradbau die Scheibenbremse ein. Sie erfordert (von der mehr optisch-modisch als funktionell begründeten Verwendung bei Mopeds abgesehen) hydraulische Betätigung, um die notwendigen Bremskräfte aufbringen zu können. Scheibenbremsen (zunehmend mit gelochten, nichtrostenden Bremsscheiben) finden sich, einseitig oder doppelseitig, vornehmlich im Vorderrad, wobei der Hauptbremszylinder am Lenker mit dem Bremshandhebel kombiniert, nur in einem Ausnahmefall gesondert (und dann über Seilzug betätigt) unterhalb des Kraftstoffbehälters angeordnet ist.

Ist auch im Hinterrad eine Scheibenbremse vorgesehen, dann wird diese über einen eigenen fußbetätigten Hauptbremszylinder in Funktion gesetzt. Eine italienische Firma hat bei ihrem 1000 cm^3-Modell neuerdings wieder eine Koppelung der hinteren (Scheiben-)Bremse und einer der beiden vorderen Scheibenbremsen in Serie genommen; die zweite vordere Scheibenbremse kann dann, je nach Fahrbedingungen, von Hand allein oder zusätzlich eingesetzt werden. Veranlassung dazu war wohl die Tatsache, daß dieses Modell mit einer automatischen Flüssigkeitskupplung ausgerüstet ist, wodurch die Bremswirkung des Motors entfällt.

36 Sitze

Mit Ausnahme der Mofa- und eines Teils der Moped-Modelle ist der vom herkömmlichen Fahrradsattel abgeleitete, aber breitere und komfortablere (teilweise noch durch eine federnde Sattelstütze verbesserte) Sattel durch die ein- oder zweisitzige Sitzbank ersetzt worden, die einen Handgriff für den Beifahrer aufweist. Sie liegt mit ihrem Grundrahmen, auf dem sich die Kunststoffpolsterung aufbaut, auf den Rahmenheck-Rohren auf und ist meist (oft nach Öffnen eines Schlosses) hochklappbar, damit der darunter liegende Raum zugänglich wird, in dem sich das Bordwerkzeug und evtl. Raum für Fahrerutensilien befinden. Meist wird so auch das Luftfilter zugänglich.

37 Kraftstoff- und Ölbehälter

Überwiegend ist der Kraftstoffbehälter mit (entsprechend Motorleistung und Verbrauch) unterschiedlichem Fassungsvermögen (9–16 Ltr.) aus Stahlblech-Preßteilen durch Schweißung gefertigt. Er weist häufig einen „Tunnel" auf, mit dem er über das Rahmen-Oberrohr gestülpt ist (sofern er nicht, bei Mofa/Mopeds und Rollern, an anderer Stelle im Rahmen untergebracht ist). Bei diesen kleinsten Fahrzeugen finden sich auch Kunststofftanks, die für Motorräder in Deutschland bisher nicht zugelassen sind (wohl aber solche aus Leichtmetall). Der Einfüllverschluß mit möglichst großem Durchmesser der Einfüllöffnung ist ein Schraub- oder Klapp-Deckel, bei Motorrädern teilweise abschließbar. Auf gutes Dichthalten ist Wert zu legen, ebenso auf einwandfreie Belüftung für das Tankinnere. Der Kraftstoff fließt unter Gefälledruck über einen (mit Reservestellung versehenen) Kraftstoffhahn zum Vergaser. Im Einzelfall bei Zweitaktmodellen Hahn mit vom Kurbelgehäuseunterdruck gesteuertem Membranverschluß, der automatisches Absperren bei stillstehendem Motor gewährleistet.

Befestigung des mit elastischen Zwischenlagen auf den Rahmenrohren liegenden Kraftstoffbehälters häufig durch Einhängen vorn und mit Federzug hinten, so daß Schnelldemontage (zwecks Motor-Zugänglichkeit) möglich ist.

38 Lenker, Armaturen, Instrumente

Der (fast ausnahmslos) aus Stahl- oder Leichtmetallrohr gefertigte Lenker mit entsprechend Gewicht, Geschwindigkeit und Verwendungszweck des Fahrzeugs unterschiedlicher Form und Breite, ist bei Mofa und Mopeds häufig nach Fahrradart im Gabelschaftrohr geklemmt, bei allen übrigen Typen mit Klemmschellen verstellbar auf der oberen Gabelbrücke befestigt. Er trägt die Handgriffe für den Fahrer sowie

den Rückblickspiegel, der rechte Griff ist als Drehgriff für die Vergaserbetätigung (bei Mehrvergaseranordnung meist über Verteiler) ausgebildet. Außerdem findet sich meist ein kleiner Handhebel für die Betätigung der Kaltstarteinrichtung (Zündverstellung mittels Handhebel nur noch in Ausnahmefällen). Der große Handhebel rechts betätigt die Vorderradbremse, der gleiche Hebel links die Kupplung.

Schalter für Blinker und Leuchten sowie evtl. der Druckknopf für den Elektrostarter finden sich unmittelbar neben den Handgriffen, oft mit anderen Bedienungsorganen kombiniert.

Zur serienmäßigen Ausstattung der meisten Motorräder gehört heute ein „Cockpit", d. h. eine vor dem Lenker gut im Blickfeld des Fahrers liegende kleine Armaturentafel, auf der sich der mechanisch meist vom Vorderrad angetriebene Tachometer mit Wegstreckenzähler (manchmal auch Tageszähler) sowie der (fast immer elektronisch arbeitende, zündungsgesteuerte) Drehzahlmesser befinden, in Ausnahmefällen auch noch andere Kontrollinstrumente. Außerdem finden sich dort Kontrolleuchten für Batterieladung, Fernlicht und Blinker sowie evtl. Öldruck, und häufig wird hier auch das Zündschloß untergebracht – sofern es sich nicht, mit dem Lenkschloß kombiniert, an geeigneter Stelle am Rahmen-Lenkkopf befindet.

69 Schutzbleche, Abdeckungen, Verkleidungen

Für Vorder- und Hinterrad sind Schutzbleche vorgesehen. Sie sind hinten teilweise (zwecks erleichterter Raddemontage) aufklappbar. Das Endstück trägt das Kennzeichen samt Beleuchtung und Stopplicht. Das hintere Schutzblech ist fest mit dem Rahmen verbunden, das vordere meist so an der Gabel befestigt, und mit Streben zusätzlich abgestützt, daß es die Federbewegungen mitmachen kann. Nur bei manchen Geländesportmaschinen wird das vordere Schutzblech am abgefederten Gabelteil befestigt. Die Schutzbleche (hinten teilweise mit seitlich heruntergezogener Abdeckung, insbesondere zwischen Kette und Reifen) sind im allgemeinen Stahlblech- oder Leichtmetallteile, bei Sportmaschinen häufig aus hochelastischem, bruchsicherem Kunststoff.

Außer bei Mofa/Mopeds und Rollern finden sich Totalverkleidungen des Triebwerks bei Motorrädern nicht. Jedoch werden Teilverkleidungen vor allem im Bereich des Ansauggeräuschdämpfers/Öltanks zur Verbesserung der Optik benutzt, die dann mit den genannten Behältnissen (und evtl. dem Werkzeugfach) kombiniert werden.

Bei Modellen mit Kettenantrieb ist für die Hinterradkette stets eine Abdeckung, meist aus Stahlblech, vorgesehen, die in der Mehrzahl der Fälle aber nur ungenügenden Schutz der Kette gegen Schmutz und Nässe bietet und lediglich das Abspritzen des Schmiermittels verhin-

dert. Totale Kettenkapselung findet sich selten. Eine technisch ausgezeichnete Lösung entstand in der DDR (auch österreichische, tschechoslowakische und spanische Modelle benutzen sie, seitdem die Schutzrechte abgelaufen sind). Bei ihr verbinden ölfeste Kunststoffschläuche die Anschlußstellen am Getriebegehäuse und der (aus Kunststoff oder Leichtmetall gefertigten) zweiteiligen Kapselung des hinteren Kettenrads. Die so vollgekapselt im Dauerschmierbad laufende (und kaum der Nachstellung bedürfende) Kette wird in den entsprechend profilierten Schläuchen mit ihren Rollen auf Leisten geführt, wodurch das verschleißfördernde „Peitschen" der Kette verhindert wird.

Kunststoff-Verkleidungen für das gesamte Motorrad (wie sie bei Straßen-Rennmaschinen zur Geschwindigkeitserhöhung verwendet werden) werden serienmäßig selten, meist zum nachträglichen Anbau angeboten. Bei zweckmäßiger Ausführung und Anbringung (TÜV-Vorführung erforderlich!) können solche Verkleidungen den Fahrkomfort erhöhen und auch bei Serienmaschinen eine (geringe) Geschwindigkeitssteigerung bringen. Inwieweit sie einen Schutz des Fahrers bei Stürzen darstellen, ist umstritten.

4 Beiwagen

Schon im ersten Jahrzehnt unseres Jahrhunderts wurden einspurige Motorräder zunächst mit (zweirädrigen) Vorsteckwagen, später mit seitlich angebrachten (einrädrigen) Beiwagen (Seitenwagen) ausgerüstet, um einen (evtl. sogar mehrere) Passagiere komfortabler als auf dem Rücksitz des Motorrads transportieren zu können. Das nun zum unsymmetrischen Gespann gewordene Fahrzeug brachte zudem den Vorteil der Standfestigkeit, verlor aber zugleich die spezifischen fahrtechnischen Vorzüge des selbststabilisierenden Einspurfahrzeugs. Trotzdem nahm die Zahl der Gespanne so lange zu, wie das Motorrad weitgehend Transportgerät, also Automobilersatz, war.

Mit dem Wandel zum Hobby-, Sport- und Freizeit-Gerät, dessen Einsatz nun auch nicht mehr zwingend bei jedem Wetter erfolgen muß, ging der Anteil der Gespanne am Bestand und an den Neuzulassungen von Motorrädern überall schnell zurück. Und da auch Militär- und sonstige Behörden, die für bestimmte Zwecke früher Gespanne benutzt hatten, sich nun bevorzugt kleiner, eventuell auch geländegängiger Vierradfahrzeuge (Jeep) bedienten, verlor das Gespann nahezu jede Bedeutung. Als Folge dieser Entwicklung stellten die meisten (in Deutschland bis auf eine Ausnahme alle) Beiwagenhersteller die Fertigung ein. Bei der Entwicklung neuer Motorradmodelle wird, insbesondere auch hinsichtlich der Fahrwerks-Eignung, mit Gespannbetrieb nur noch vereinzelt gerechnet.

5 Entwicklungs-Tendenzen

In allen hochentwickelten Industrieländern hält das Interesse am Motorrad als Hobby-Fahrzeug (nicht zuletzt unter dem Einfluß zunehmender Freizeit) an, in den meisten steigen die jährlichen Zulassungsziffern Jahr für Jahr. Nach wie vor finden Modelle mit vielzylindrigen, großvolumigen Motoren bevorzugten Absatz (von den weitaus höheren Stückzahlen der Gruppen Mofa/Moped abgesehen). Wichtigste Voraussetzung für das Fortbestehen dieser Tendenz wird in den kommenden Jahren die systematische, stufenweise Herabsetzung des Geräuschniveaus und, entsprechend zu erwartenden gesetzlichen Vorschriften auch für Zweiradfahrzeuge, die Begrenzung der Schadstoff-Emission sein. Unter diesen Gesichtspunkten kommt wahrscheinlich dem Viertaktmotor und seiner Weiterentwicklung in den nächsten Jahren verstärkte Bedeutung zu. Im – ebenfalls weiter an Interesse zunehmenden – Motorradsport dürfte der Zweitaktmotor seine dominierende Stellung, vor allem bei den zukunftsträchtigen Moto Cross-Rennen, behalten – freilich auch hier nicht ohne starke Geräuschreduzierungen.

Die zu erwartende beträchtliche Steigerung der Weltproduktion an Motorrädern und motorisierten Zweirädern allgemein ist jedoch nur durch intensive Bearbeitung der Märkte in unterentwickelten Ländern zu realisieren. Aber auch dieser Produktionszuwachs wird die Motorrad-Industrie in Europa und Japan nicht der Notwendigkeit entheben, trotz weiter steigender Gestehungs-, insbesondere Lohn-Kosten, die Fertigungen zu rationalisieren. Das wird zwangsläufig zu verbesserten Technologien wie zu weiterer Reduzierung der Marken- und Modell-Zahl und zu echten Kooperationen bzw. zu Zusammenschlüssen innerhalb der nationalen Industrien führen, um maximale Verkaufsstückzahlen für die verbleibende Modell-Palette zu erreichen.

Außer den intensiven Entwicklungsarbeiten, deren Ziel Geräusch- und Schadstoff-Minderung sind, werden solche Arbeiten der Erhöhung von Fahrkomfort, Fahrsicherheit und Wartungs-Anspruchslosigkeit gelten. Verbesserte Motor-Elastizität und -Vibrationsarmut, Kraftübertragungs-Automatik, Teilverkleidung, verbesserte Federung und Dämpfung sowie Übergang zur Kraftstoff-Einspritzung bei Zwei- und Viertaktmotoren, Nutzung der durch Flüssigkeitskühlung gebotenen Vorteile und ausschließliche Verwendung vollelektronischer Zündsysteme werden Betriebssicherheit, Anspruchslosigkeit und Lebensdauer erhöhen.

Die zu erhoffende Lösung vom derzeitigen, die Konstruktion stark beeinflussenden „Hubraumdenken" wird der Entwicklung geräuscharmer, laufruhiger, elastischer und betriebswirtschaftlicher Zweiradmotoren nützlich sein.

So wie mit zunehmender Ablösung des Drahtspeichenrades durch Leichtmetall-Gußräder zu rechnen ist, werden – außer für reine Sport- und Rennmodelle – technologische Überlegungen auch ein Abgehen vom aufwendigen Rohrrahmen und den Übergang zur „Monocoque"-Bauweise (analog der selbsttragenden Automobil-Karosserie) bringen. Im Zusammenhang mit diesen Änderungen dürften geeignete Kunststoffe erhöhte Bedeutung auch beim Bau motorisierter Zweiradfahrzeuge bekommen.

Ob dem Kreiskolbenmotor ein deutlicher Einbruch in die Monopolstellung des Hubkolbenmotors gelingen wird oder ob sein Anteil entsprechend der Größe des Käuferkreises, der lediglich im technisch Ungewöhnlichen einen Kaufanreiz findet, begrenzt bleiben wird, läßt sich nicht voraussagen.

Eher schon ist der Übergang von der heutigen mechanischen Kraftübertragung zu hydrostatischen Systemen zu erwarten.

Die prinzipiell wünschenswerte Ablösung des Verbrennungsmotors durch den Elektromotor auch bei motorisierten Einspurfahrzeugen jeder Größe ist noch mehr von der Schaffung eines preisgünstig zu erstellenden Energiespeichers hoher Kapazität bei geringster Masse und Baugröße abhängig als bei jeder anderen Art von nicht-schienengebundenen Fahrzeugen.

5 Kraft- und Schmierstoffe

Dieter Koehnhorn

5.1 Kraftstoffe

1 Kraftstoff-Rohstoffe
11 Erdölgewinnung und Erdölreserven
12 Mineralölprodukte
13 Kraftstoffherstellung
2 Ottokraftstoffe
21 Kennwerte
22 Ottokraftstoff-Komponenten
23 Ottokraftstoff-Zusätze
231 Vergaservereisung
24 Oktanzahl
241 Oktanprofil
242 Oktanzahlbedarf
25 Klopfbremsen
251 Bleibonus
26 Methanol als Kraftstoff
3 Dieselkraftstoffe
31 Kennwerte
32 Kälteverhalten von Dieselkraftstoffen
321 Gefahrklassen
322 Filtrierbarkeit

1 Kraftstoff-Rohstoffe

11 Erdölgewinnung und Erdölreserven

Das Ausgangsmaterial zur Herstellung von Kraftstoffen ist nach wie vor fast ausschließlich Erdöl. Während die begrenzten Erdölreserven Amerikas und Europas keine wesentliche Steigerung der Förderung zulassen, haben die Fördergebiete des „Nahen Ostens", aber auch der UdSSR und Afrikas, außerordentliche Bedeutung gewonnen (Tab. 1). Dazu kommen die erst in jüngster Zeit (1977/78) nachgewiesenen Erdölreserven in der Nordsee in Höhe von etwa 3,4 Mrd. t.

Bisher sind rd. 87,8 Mrd. t Erdölreserven mit Sicherheit nachgewiesen worden, d. h., dieses Öl kann mit der vorhandenen Technik aus den durch Probebohrungen nachgewiesenen Lagerstätten gefördert werden. Im Gegensatz dazu schätzt man die möglichen Erdölreserven auf mehr als 300 Mrd. t. Als mögliche Reserven bezeichnet man alles Öl, das auf der Erde vorhanden sein kann, berechnet nach den gegenwärtigen geologischen Erfahrungen und Kenntnissen. Dazu kommen die aus Ölsanden und Ölschiefer gewinnbaren Ölmengen in Höhe von rd. 300 Mrd. t [2, 4, 18, 23].

12 Mineralölprodukte

Die deutsche Mineralölversorgung ist zu etwa 95% vom Import abhängig. 23,6% des Mineralöles werden als Motorenkraftstoffe verbraucht (Tab. 2).

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

Tabelle 1: Welt-Erdölgewinnung und Erdölreserven 1977

	Erdölproduktion		*Erdölreserven*	
	Millionen t	%	*Millionen t*	%
Naher Osten				
Saudiarabien	453	14,8	20.350	23,2
Kuwait	94	3,1	9.220	10,5
Iran	276	9,0	8.410	9,6
Irak	111	3,6	4.630	5,3
Abu Dhabi	80	2,6	4.140	4,7
Neutrale Zone	26	0,8	910	1,0
Oman	17	0,6	760	0,9
Qatar	21	0,7	730	0,8
Syrien	9	0,3	360	0,4
Dubai	16	0,5	190	0,2
Übrige	12	0,4	90	0,1
	1.115	36,4	49.790	56,7
Ostblock und China				
Sowjetunion	551	18,0	10.200	11,6
China	95	3,1	2.700	3,1
Übrige	24	0,8	400	0,5
	670	21,9	13.300	15,2
Amerika				
Vereinigte Staaten	463	15,1	3.970	4,5
Venezuela	116	3,7	2.600	3,0
Mexiko	51	1,6	1.970	2,3
Kanada	73	2,4	810	0,9
Argentinien	22	0,7	360	0,4
Ekuador	9	0,3	210	0,2
Kolumbien	8	0,3	140	0,2
Brasilien	8	0,3	120	0,1
Peru	4	0,1	100	0,1
Übrige	20	0,7	200	0,2
	774	25,2	10.480	11,9
Afrika				
Libyen	100	3,3	3.290	3,7
Nigeria	104	3,4	2.540	2,9
Algerien	47	1,5	850	1,0
Ägypten	22	0,7	360	0,4
Tunesien	4	0,1	350	0,4
Gabun	11	0,4	280	0,3
Übrige	18	0,6	240	0,3
	306	10,0	7.910	9,0

	Erdölproduktion		*Erdölreserven*	
	Millionen t	%	*Millionen t*	%
Westeuropa				
Großbritannien	40,1	1,30	2.600	3,0
Norwegen	13,6	0,43	820	0,9
Italien	1,0	0,03	80	0,1
Westdeutschland	5,4	0,18	70	0,1
Übrige	4,9	0,16	130	0,1
	65,0	2,10	3.700	4,2
Fernost – Australien				
Indonesien	83	2,7	1.360	1,5
Brunei-Malaysia	19	0,6	560	0,6
Indien	10	0,3	400	0,5
Australien	20	0,7	250	0,3
Übrige	4	0,1	100	0,1
	136	4,4	2.670	3,0
Gesamt	3.066	100,0	87.850	100,0

Tabelle 2: Anteil verschiedener Mineralölprodukte am Gesamt-Mineralöl-Inlandsverbrauch der Bundesrepublik einschl. Westberlin 1976

	Millionen Tonnen	%
Ottokraftstoff	20,6	15,4
Dieselkraftstoff	10,9	8,2
Rohbenzin	4,9	3,7
Schmierstoffe	1,1	0,8
Heizöl, leicht	49,0	36,6
Heizöl, schwer	29,9	22,4
Sonstige Produkte	9,3	6,9
	125,7	94,0
Raffinerie-Eigenverbrauch	8,0	6,0
	133,7	100,0

13 Kraftstoffherstellung

Aufgrund der sich abzeichnenden Verknappung des Erdöles auf dem Weltmarkt sucht man nach geeigneten Kraftstoffen, die aus einem anderen Rohmaterial hergestellt werden können.

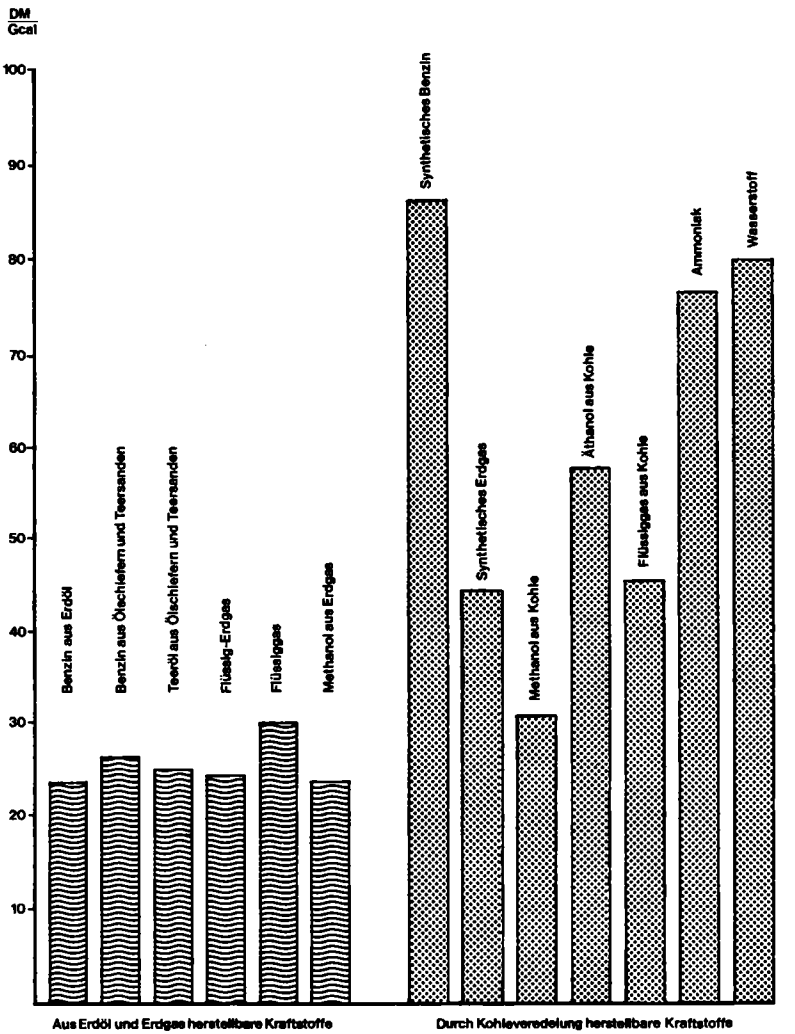


Bild 1. Herstellungs- und Verteilungskosten für Kraftstoffe (Stand: Oktober 1973)

Die Probleme der wirtschaftlichen Gewinnung von Erdöl aus Ölschiefern und Teersanden sind bisher noch nicht befriedigend gelöst worden.

Verflüssigtes Erdgas (Methan) steht zwar in ausreichender Menge zur Verfügung, jedoch ist die Verwendungsmöglichkeit für Fahrzeugmotoren sehr beschränkt. Das Flüssig-Erdgas muß bei −162°C in Cryo-Tanks aufbewahrt und transportiert werden. Der Einsatz von verdichtetem Erdgas kommt für den Fahrzeugbetrieb kaum in Frage, da die Druckbehälter im Verhältnis zum Energieinhalt des Gases zu schwer sind.

Wasserstoff als Kraftstoff kann in beliebiger Menge gewonnen werden, sofern genügend Energie zur Verfügung steht. Dies dürfte aber wirtschaftlich nur bei Einsatz von Kernenergie möglich sein. Das Mitführen von verflüssigtem Wasserstoff oder von Wasserstoff in Druckbehältern ist noch problematischer als bei Erdgas. Es besteht jedoch die Möglichkeit Wasserstoff an Metall (z. B. TiFe) gebunden als Metallhydrid zu speichern. Bezogen auf gleiche Reichweite sind die bisher bekannten Hydidspeicher wesentlich schwerer als ein Benzintank, aber viel leichter als eine Batterie für Elektrofahrzeuge.

Flüssiggas (Propan-Butan) kann als Flüssigkeit in Druckbehältern transportiert werden. Flüssiggas wurde in der Vergangenheit häufig zum Betrieb von Fahrzeugmotoren verwendet. Da Flüssiggas aber nur in begrenzter Menge bei der Verarbeitung von Erdöl anfällt, sind die Einsatzmöglichkeiten beschränkt.

Bild 1 [9] zeigt, daß als wirtschaftlich vertretbare Alternative zum Benzin das aus Erdgas oder aus Kohle hergestellte Methanol in Frage kommt (s. 26).

Zur Einsparung von Erdöl geht man immer mehr dazu über, Heizöl − insbesondere schweres Heizöl − durch Erdgas oder Kohle zu ersetzen. Für die Kraftstoffherstellung bedeutet dies, daß der Anteil der zur Verfügung stehenden schweren Erdölfraktionen zunimmt. Durch geeignete Konvertierungsanlagen (insbesondere Crack-Anlagen) müssen die hochsiedenden Kohlenwasserstoffe in leichtere Fraktionen wie Otto- und Dieselkraftstoffe umgewandelt werden.

2 Ottokraftstoffe

21 Kennwerte

Die Mindestanforderungen für Ottokraftstoffe sind in DIN 51600 vom Januar 1976 festgelegt. In diese Norm wurde im Vergleich zu früheren Ausgaben der DIN 51600 auch Super-Kraftstoff aufgenommen. Die Anforderungen an Normal-Kraftstoffe wurden z. T. erheblich verschärft. Neu sind auch die Angaben über die Klopffestigkeit nach der Motor-Methode (MOZ).

Nachfolgend die wichtigsten gegenüber früher geänderten Kenndaten aus DIN 51600 vom Januar 1976:

		Super		*Normal*	
Dichte bei 15 °C:	g/ml	0,730–0,780		0,715–0,755	
Klopffestigkeit:					
mindestens ROZ		97,4[1])		91,0	
„ MOZ		87,2[1])		82,0[1])	
Siedeverlauf:		Sommer	Winter	Sommer	Winter
insgesamt verdampfte Mengen					
bis 70 °C	Vol. %	15–40	20–45	15–40	20–45
bis 100 °C	Vol. %	42–65	45–70	42–65	45–70
bis 180 °C mind.	Vol. %	90	90	90	90
Siedeendpunkt:					
höchstens	°C	215			
Abdampfrückstand:					
höchstens	mg/100 ml	5			
Schwefelgehalt:					
höchstens	Gew. %	0,1			
Bleigehalt[2]):					
höchstens	g/l	0,15[3])			

1) Hersteller und/oder Lieferer sind verpflichtet, bei der ROZ 0,6 und bei der MOZ 0,8 vorzuhalten.

2) Ein Mindestbleigehalt von 0,07 g/l sollte nicht unterschritten werden.

3) Durch das Bundesgesetz zur Verminderung von Luftverunreinigungen durch Bleiverbindungen in Ottokraftstoffen für Kraftfahrzeugmotoren wird der zulässige Bleigehalt für Ottokraftstoffe mit Wirkung ab 1. Januar 1976 auf 0,15 g/l begrenzt. Ottokraftstoffe mit einem höheren Bleigehalt gelten als normgerecht, wenn sie nach dem Benzin-Bleigesetz zugelassen sind [7].

22 Ottokraftstoff-Komponenten

Durch die gesetzlich vorgeschriebene Reduzierung des Bleigehaltes sinkt zwangsläufig auch die Oktanzahl (s. 25). Zur Schließung dieser Oktanzahllücke werden Kraftstoff-Komponenten benötigt, die nicht nur eine hohe ROZ, sondern auch eine möglichst hohe MOZ aufweisen. Es handelt sich hier vorwiegend um Alkylat-, Isomer- und Polymer-Benzin (vgl. ATH, Bd. 1, S. 965–966). Bisher stehen in der BRD die erforderlichen Raffineriekapazitäten zur Herstellung dieser Komponenten in ausreichender Menge noch nicht überall zur Verfügung.

Die Bedeutung von Motorenbenzol, das bei der Kokserzeugung anfällt, ist als Kraftstoffkomponente erheblich zurückgegangen. Das in den Kokereiaromaten enthaltene Benzol und z. T. auch das Toluol werden als Grundstoff für die chemische Industrie benötigt. Der Rest – vorwiegend Xylol – wird gelegentlich in geringen Mengen (1–4%) den Ottokraftstoffen zugemischt. Die Aromaten, die vor allem in den Super-Kraftstoffen enthalten sind, stammen vorwiegend aus den aus Erdöl hergestellten Kraftstoffkomponenten (Tab. 3) [11, 12, 26, 32, 33].

Tabelle 3: Wichtige Ottokraftstoff-Komponenten

	Dichte g/ml	ROZ	MOZ	Kohlenwasserstoffe ca. Vol.-%[1] P/N	O	A
Butan	0,580–0,585	94–95	89–90	100	–	–
Pentan	0,625–0,630	90–91	86–87	100	–	–
Destillatbenzin (Straightrun)	0,675–0,700	68–75	64–70	90	1	9
katalyt. Crackbenzin (FCC[2])	0,720–0,750	87–93	78–83	35	45	20
Reformat	0,740–0,790	93–98	83–88	50	1	49
Polymerbenzin	0,720–0,740	91–100	80–90	5	95	–
Alkylatbenzin	0,690–0,710	94–96	92–93	99	1	–
Pyrolysebenzin	0,780–0,840	98–101	83–85	9	11	80
Motorenbenzol[3])	0,855–0,865	108–112	90–95	<10	–	>90

[1]) P/N = Paraffine und Naphthene, O = Olefine, A = Aromaten
[2]) FCC = Fluid Catalytic Crack
[3]) Kokereiaromaten, denen das Reinbenzol entzogen worden ist.

23 Ottokraftstoff-Zusätze

Schon durch geringe Mengen von Zusätzen können die Eigenschaften der Kraftstoffe wesentlich verbessert werden. Zu diesen Additiven zählen:

Antiklopfmittel (s. 25)
Vereisungshemmstoffe (Deicer) (s. 231)
Rückstandsumwandler (Deposit Modifier)
Antioxidationsmittel
Reinigende Zusätze
Korrosionsschutzmittel

Rückstandsumwandler sind Verbindungen, die die porösen, borkigen Rückstände im Verbrennungsraum, die aufgrund ihrer schlechten Wärmeleitfähigkeit zum Glühen neigen und damit zur unerwünschten Zündquelle werden, in Schmelzen umwandeln. Der elektrische Nebenschlußwiderstand der Ablagerungen auf den Zündkerzenisolatoren wird vergrößert. Dadurch sollen Zündaussetzer vermieden werden.

Oxidationsinhibitoren verhindern, daß Olefine im Kraftstoff durch Sauerstoffaufnahme Harze bilden, die zur Verpichung der Einlaßventile im Motor führen können [33].

Durch die seit 1965 in der BRD gesetzlich vorgeschriebene geschlossene Kurbelgehäuseentlüftung werden die Verbrennungsgase, die zwischen Kolben und Zylinderwand in das Kurbelgehäuse durchblasen (blow-by-Gase), zusammen mit den Öldämpfen vom Motor wieder angesaugt. Dadurch wird nicht nur die Ansaugluft mit Wasserdampf angereichert, wodurch die Vergaservereisung begünstigt wird (s. 231), sondern es besteht auch die Gefahr, daß sich Rückstände im Ansaugsystem absetzen. Durch die Verschmutzung kann die Funktion des Vergasers erheblich gestört werden. Der Schadstoffgehalt im Auspuff (CO und Kohlenwasserstoffe) steigt dann besonders im Leerlauf stark an. Rückstände können sich aber auch in der Hohlkehle des Einlaßventiles ansammeln und damit den Ansaugquerschnitt verengen. Kraftstoffzusätze mit Reinigungswirkung verhindern das Ansetzen der Ablagerungen (keep-clean-) und lösen evtl. schon vorhandene Rückstände (clean-up-Effekt). Häufig sind diese Reinigungszusätze mit einem Korrosionsschutzmittel kombiniert, um Rostbildung im Tank und Korrosion an den Zinkspritzgußteilen der Kraftstoffpumpe und des Vergasers bei Anwesenheit von Wasser zu vermeiden.

231 Vergaservereisung

In einem bestimmten Temperaturbereich bei hoher relativer Luftfeuchtigkeit kann es bei kaltem Motor zu Vergaservereisungen kommen (s. ATH, Bd. 1, S. 971). Ein Vereisen der Drosselklappe führt zu Störungen im Leerlauf, so daß der Motor stehenbleiben kann. Ein Leistungsverlust bei Vollast durch Eisbildung am Mischrohrträger tritt dagegen kaum noch auf. Moderne Vergaser haben im Saugrohr einen Austrittsarm, der nur geringe Möglichkeiten zum Ansatz von Eis bietet.

Die Vereisungsempfindlichkeit eines Kraftstoffes und die Wirksamkeit des Zusatzes von Vereisungsverhinderern wird auf Vereisungsprüfständen gemessen. Eine sehr gute Übereinstimmung mit praktischen Fahrversuchen auf der Straße ergibt die Messung mit einem Motoren-Vereisungsprüfstand. Ein abgekühlter Motor wird abwechselnd in niedriger Teillast und im Leerlauf betrieben. Die Ansaugluft

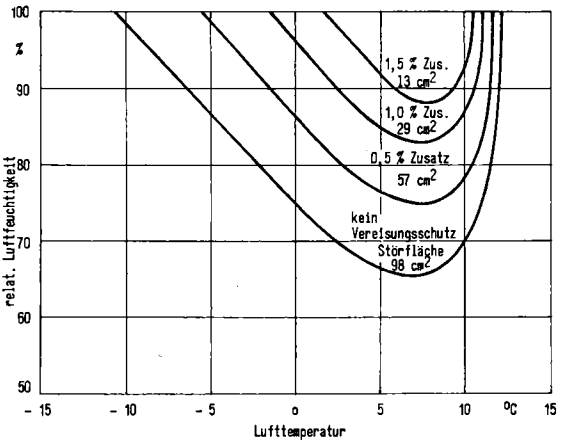


Bild 2. Vereisungs-Störflächen

wird zuerst in einer Kälteanlage stark abgekühlt und dabei getrocknet. Anschließend wird die Luft auf genau einstellbare Werte erwärmt und angefeuchtet. Dem Vergaser wird im Teillastbetrieb des Motors durch den verdampfenden Kraftstoff Wärme entzogen. Es kommt zur Eisbildung, die dann im nachfolgenden Leerlauf meist durch Behinderung der Luftzufuhr an der Drosselklappe und selten durch Verstopfung der Leerlaufgemischaustrittsbohrungen zum Motorstillstand führen kann. Für jede Messung werden 10 Zyklen durchfahren, dabei wird das Leerlaufverhalten bewertet.

Für Vergleichsmessungen werden vielfach auch vereinfachte Vereisungsprüfstände benutzt, bei denen der Motor durch ein Sauggebläse ersetzt wird.

Durch Temperatur und Feuchtigkeit der Ansaugluft ist der Bereich festgelegt, in dem es bei einem bestimmten Kraftstoff zu Motorstörungen kommen kann. Man kann diese „Störflächen" grafisch darstellen. In dem Beispiel von Bild 2 ist bei einer relativen Luftfeuchtigkeit unter 65% auch bei einem ungeschützten Kraftstoff keine Vereisung möglich. Bei 80% relativer Feuchtigkeit dagegen können zwischen $-2°C$ und $+12°C$ Störungen durch Eisbildung auftreten. Der Zusatz eines Vereisungsschutzmittels verringert die Störfläche. Die Größe der Störfläche in cm^2 kann man in einem Diagramm über der Konzentration des Vereisungsschutzmittels auftragen (Bild 3) und kann damit die Wirksamkeit beurteilen. Bild 4 zeigt in einer anderen Darstellung direkt die Wirksamkeit von verschiedenen Alkoholen und eines Anti-icing-Additives, deren Wirkung auf der Erniedrigung des Gefrierpunktes beruht [16, 25, 29].

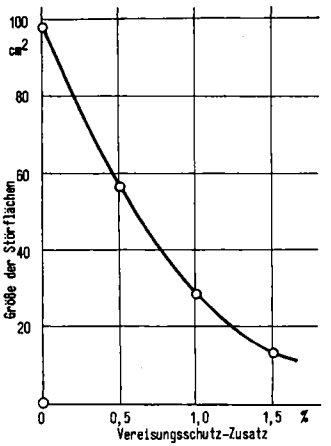
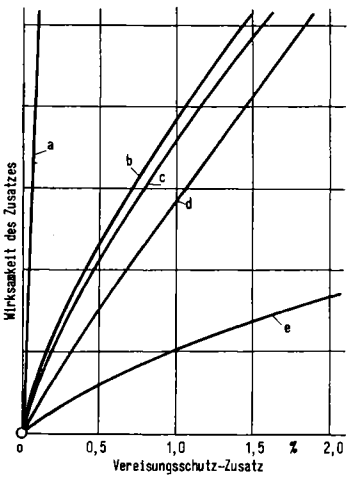


Bild 3. Einfluß eines Vereisungsschutzzusatzes auf die Größe der Störflächen



a anti-icing-Additiv, Gefrierpunkt erniedrigend,
b Äthanol,
c Isopropanol,
d Methanol,
e Isobutanol

Bild 4. Wirksamkeit von Vereisungsschutz-Zusätzen

24 Oktanzahl

Der Oktanzahlbedarf eines Motors hängt nicht nur vom Verdichtungsverhältnis ab, sondern auch von anderen Konstruktionsmerkmalen, insbesondere von der Gestaltung des Brennraumes und der Ansaugkanäle (s. ATH, Bd. 1, S. 1020–1023). Die Motorenentwicklung hatte zur Folge, daß trotz steigenden Verdichtungsverhältnisses und steigender Leistung der Research-Oktanzahlbedarf im Mittel etwa konstant gehalten werden konnte. Da Kraftstoff- und Motoren-Entwicklung sich gegenseitig beeinflussen, pendelten sich auch die Oktanzahlen der

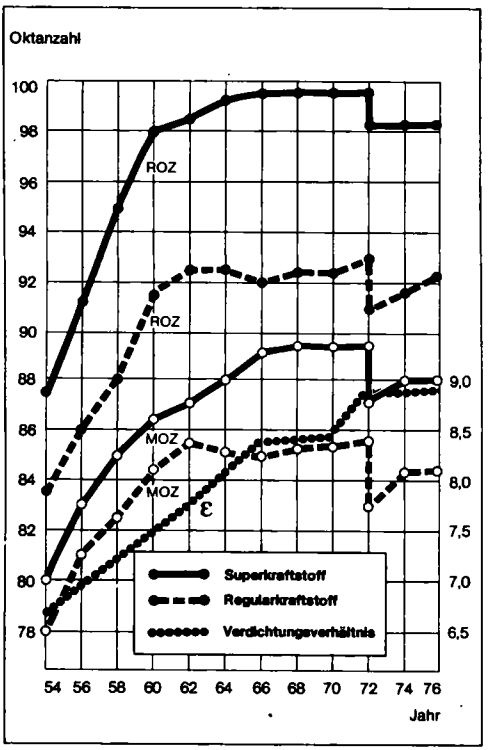


Bild 5. Entwicklung der Oktanzahlen der Kraftstoffe und des Verdichtungsverhältnisses der Ottomotoren in der BRD

Super- und Regular-Kraftstoffe auf annähernd konstante Werte ein (Bild 5).

Ab 1. 1. 1972 wurde durch das „Benzin-Blei-Gesetz" in der BRD der max. zulässige Bleigehalt von 0,635 gPb/l auf 0,40 gPb/l und ab 1. 1. 1976 auf 0,15 gPb/l reduziert. Die Folge davon war ein Abfall der Oktanzahlen trotz verstärkten Einsatzes von hochklopffesten Kraftstoffkomponenten (Bild 10). Die Differenz zwischen dem Oktanzahlbedarf eines Motors und der Oktanzahl des angebotenen Kraftstoffes verringerte sich. Während vorher der Einfluß von ungenauer Zündeinstellung, von Ablagerungen im Verbrennungsraum und auch von anderen Fehlern am Motor bis zu einem gewissen Grade durch die hohe Oktanzahlreserve des Kraftstoffes überspielt werden konnte, kam es danach in einigen Fällen zu Klingelerscheinungen.

61,5% der 1975 in der BRD hergestellten Personenwagentypen benötigen Super-, 32,5 Normal- und 6,0% Dieselkraftstoff.

Der Anteil der Super-Kraftstoffe am Ottokraftstoffumsatz in der BRD betrug 1975 etwa 60%.

Tab. 4: Klopffestigkeit und Bleigehalt der handelsüblichen Otto-Kraftstoffe in einigen Ländern für 1977 (Werte nach Angaben der Associated Octel Comp. Ltd.) [22]

Land	Normalbenzin			Superbenzin		
	Klopffestigkeit ROZ	MOZ	Bleigehalt gPb/l	Klopffestigkeit ROZ	MOZ	Bleigehalt gPb/l
Belgien	90/93	83/87	0,84	98/99	—	0,84 max
Bulgarien	83/93	—	0,30/0,41	96	—	0,41 max
Dänemark	93/94	83/88	0,7 max	98/10	—	0,70 max
Deutschland, Bundesrepublik	91/93	84/86	0,15 max	98/99	88/89	0,15 max
Finnland	92/93	83/85	0,70 max	98/99	87/89	0,70 max
Frankreich	89/91	80/83	0,35 max	97/99	87/88	0,55 max
Griechenland	90	—	0,84 max	96/98	—	0,84 max
Großbritannien (4 Sorten)	90[1])	84/86[1])	0,50 max	97[3])	91[3])	0,50 max
Großbritannien	94[2])	89[2])	0,50 max	100[4])	90-93[4])	0,50 max
Irland	90	84	0,64	98	—	0,64
Italien	85/88	82/84	0,635 max	98/99	88/92	0,635 max
Jugoslawien	87/88	81/82	0,6 max	98	90	0,6 max
Niederlande	91/92	81/87	0,84 max	97/99	89/93	0,84 max
Norwegen	93/94	82/90	0,40 max	98/99	88/92	0,40 max
Österreich	88/92	82/87	0,40 max	97/98	—	0,40 max
Polen	78	76	0,58	94	88	0,30
Portugal	85/87	81/82	0,635 max	98/99	87/89	0,635 max
Rumänien	90/92	80/82	0/0,60	98/99	90	0,60/0,64
Schweden	93/95	84/88	0,40 max	97/99	89/91	0,40 max
Schweiz	91/93	84/87	0,40 max	98/99	88/94	0,40 max
Sowjetunion (4 Sorten)	76	72	0	95	85	0
Sowjetunion	93	86	0,40 max	98	89	0,40 max
Spanien	85/88	81/84	0,48 max	96/99	87/92	0,65 max
Tschechoslowakei	80/90	78	0,50/0,60	96	—	0,60
Türkei	85 min	76/82	0/0,26	95 min	83/93	0,26/0,74
Ungarn	86	—	0,47	92/98	—	0,50/0,58
USA (3 Sorten)	91/93[5])	82/85[5])	< 0,01	96/102[7])	86/94[7])	0,62
USA	90/96[6])	82/90[6])	0,51			

[1]) Two Star
[2]) Three Star
[3]) Four Star
[4]) Five Star
[5]) Unleaded
[6]) Regular
[7]) Premium

241 Oktanprofil

Die Oktanzahl eines Kraftstoffes wird im CFR-Motor – einem 1-Zylinder-Prüfmotor – bei konstanter Drehzahl gemessen (s. ATH, Bd. 1, S. 985). Bei der Oktanzahlbestimmung wird also nicht berücksichtigt, daß bei einem Mehrzylinder-Vergasermotor die einzelnen Zylinder unterschiedliche Kraftstoff-Siedefraktionen erhalten können

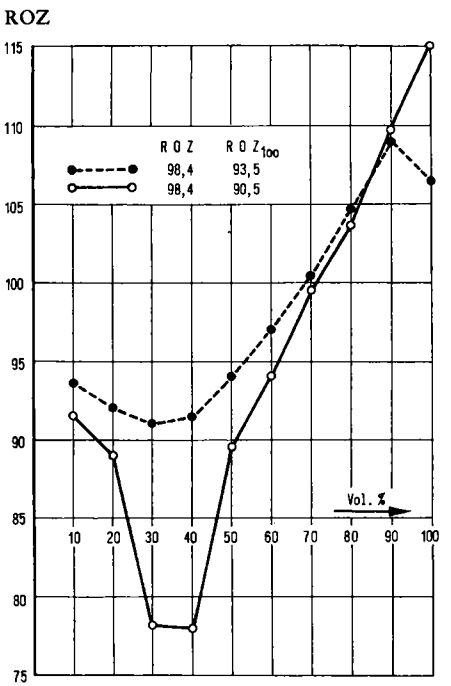


Bild 6. Verteilung der ROZ über den Siedebereich von zwei Kraftstoffen (Oktanzahl-Profil)

(s. ATH, Bd. 1, S. 1018, Bild 20). Beim Beschleunigen verdampft der Kraftstoff ungleichmäßig im Vergaser und an den Saugrohrwandungen.

Bild 6 zeigt die Oktanprofile zweier Kraftstoffe. Die einzelnen Fraktionen weisen unterschiedliche Oktanzahlen auf, die sich wesentlich von der ROZ des Gesamtkraftstoffes unterscheiden. Da viele hochklopffeste Aromaten und das Bleitetraäthyl (TEL) eine hohe Siedelage aufweisen, besteht Klopfgefahr, wenn ein Zylinder in einem bestimmten Betriebszustand vorwiegend die leicht siedenden Kraftstoffanteile ansaugt. Für die Beurteilung des dadurch beeinflußten Beschleunigungs-Klopfverhaltens reicht es im allgemeinen aus, die Research-Oktanzahl des Kraftstoffanteils zu messen, der bis 100°C destilliert. Diesen Wert nennt man Frontoktanzahl (FOZ) oder auch ROZ_{100} und bezeichnet mit ΔR die Differenz zur ROZ des Gesamt-Kraftstoffes.

$$\Delta R = ROZ - ROZ_{100}$$

ΔR soll möglichst klein sein. Man erreicht dies vor allem durch den Einsatz von hochoktanigen, niedrig siedenden Kraftstoffkomponenten, insbesondere C_5-/C_6-Isoparaffinen und Bleitetramethyl (TML Siedepunkt 109° C).

242 Oktanzahlbedarf

Der Straßen-Oktanzahlbedarf eines Fahrzeuges kann hinsichtlich des Beschleunigungsklopfens nach der modifizierten Uniontown-Methode (s. ATH, Bd. 1, S. 990) bestimmt werden. Er ergibt sich aus dem Schnittpunkt der mit Primär-Bezugskraftstoffen bestimmten Eichkurve mit der serienmäßigen Zündeinstellung des Motors (s. ATH, Bd. 1, Bild 6).

Für verschiedene Drehzahlen läßt sich der SOZ-Bedarf nach der modifizierten Borderline-Methode ermitteln. Die Zündverstellkurve schneidet die Klopfgrenzkurven der einzelnen Primär-Bezugskraftstoffe. Aus diesen Schnittpunkten ergibt sich der SOZ-Bedarf für jede Drehzahl (s. ATH, Bd. 1, Bild 7 u. 8).

Bei den beschriebenen Bestimmungen des SOZ-Bedarfes eines Wagens wird das Klopfverhalten des Motors mit Primär-Bezugskraftstoffen gemessen. Die beiden Komponenten, aus denen diese Kraftstoffe gemischt werden – i-Oktan/n-Heptan (s. ATH, Bd. 1, S. 986) –, unterscheiden sich jedoch hinsichtlich ihrer physikalischen und chemischen Eigenschaften von den handelsüblichen Kraftstoffen. Der Oktanzahl-Anspruch der mit Vollkraftstoffen betriebenen Fahrzeuge kann dadurch im praktischen Betrieb von dem gemessenen SOZ-Bedarf abweichen.

CORC Series	ROZ low	ROZ high	Sensitivity (ROZ − MOZ)	Δ R (ROZ − ROZ_{100})
I low/high	88,1	100,8	klein (Mittel 6,35) 4,7 → 8,0	groß (Mittel 12,1) 11,8 → 12,3
II low/high	91,6	100,3	groß (Mittel 12,3) 11,0 → 13,6	klein (Mittel 2,6) 1,4 → 3,8
III low/high	91,3	100,5	klein (Mittel 5,5) 4,8 → 6,1	klein (Mittel 4,7) 3,9 → 5,5

Tab. 5: Als Beispiel die Kennwerte von drei CORC-Kraftstoff-Serien.

Im Co-Operative Octane Requirement Committee (CORC) sind 14 Mineralölfirmen und zwei Bleialkylhersteller zusammengeschlossen, die durch Straßenversuche mit möglichst vielen Wagen der verschiedensten Marken einen Überblick über den Oktanzahl-Bedarf der in Europa gängigen PKW gewinnen wollen. Nach den Bestimmungen des CORC werden für die Messung des Oktanzahl-Bedarfes neben den Primär-Bezugskraftstoffen Bezugskraftstoffe mit vollem Siedebereich (Full Boiling Range Reference Fuels, FBRRF) verwendet. In Tabelle 5 sind einige Kenndaten von drei solcher Bezugskraftstoff-Serien aufgeführt. Jede Serie besteht aus zwei ähnlich aufgebauten Kraftstoffen, die sich durch die ROZ voneinander unterscheiden. Durch Mischen dieser beiden Bezugskraftstoffe einer Serie kann man zwischen der niedrigen (low) ROZ der einen und der hohen (high) ROZ der anderen Komponente jede gewünschte ROZ einstellen (Bild 7).

Die drei hier als Beispiel aufgeführten CORC-Serien unterscheiden sich vor allem hinsichtlich der Sensitivity (ROZ − MOZ) (s. ATH,

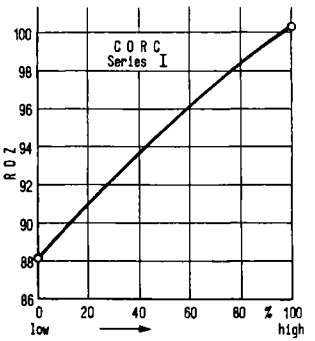


Bild 7. Jede der CORC-Serien besteht aus zwei Bezugskraftstoffen mit vollem Siedebereich (low und high). Nach dieser Eichkurve kann durch Mischen jede gewünschte ROZ zwischen den beiden Endpunkten eingestellt werden

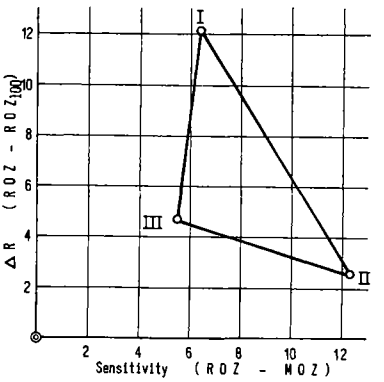


Bild 8. Die drei CORC-Kraftstoffserien entsprechend der Tabelle 5 erfassen ein Feld, in dem nahezu alle handelsüblichen Kraftstoffe gelegen sind

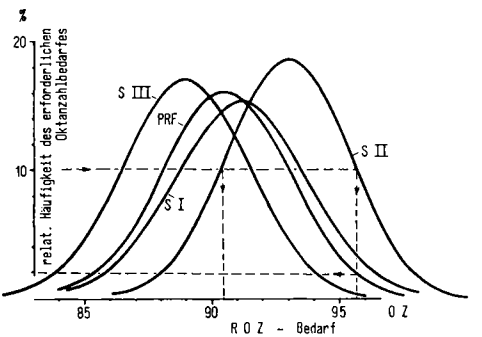
Bd. 1, S. 988) und der Differenz zwischen ROZ und Frontoktanzahl $\Delta R = ROZ - ROZ_{100}$ (s. 241) wie in Bild 8 gezeigt. Jedem Punkt I, II und III entsprechen also jeweils ein Kraftstoff mit niedriger (low) und hoher (high) ROZ sowie alle Mischungen aus diesen beiden. Die CORC-Serien wurden durch Mischen von verschiedenen Kraftstoffkomponenten und durch Zumischen von Bleialkylen so ausgewählt, daß nahezu alle handelsüblichen Kraftstoffsorten innerhalb des Dreiecks liegen.

Mit möglichst vielen Fahrzeugen jeweils eines Typs wird mit serienmäßiger Zündeinstellung der Oktanzahl-Bedarf gemessen, indem von einer CORC-Serie der Kraftstoff (Mischung low/high) gesucht wird, bei dem gerade Klopfen auftritt. Die ROZ dieses Kraftstoffes ist der Oktanzahlbedarf des Wagens für die jeweilige CORC-Serie.

Die Messungen werden bei folgenden Betriebsbedingungen durchgeführt:

- Beschleunigung ab einer Drehzahl von 1.000/min,
- Beschleunigung ab einer Drehzahl von 1.500/min,
- Beschleunigung ab 80 km/h,
- bei Vollast und konstanter Drehzahl,
- bei Teillast.

Für jeden Fahrzeugtyp kann man jetzt Kurven errechnen (Bild 9), denen entnommen werden kann, wie groß die Wahrscheinlichkeit ist, daß ein Wagen mit einer bestimmten ROZ einer CORC-Serie noch klopffrei betrieben werden kann. So kommen z. B. 10% aller Fahr-



PRF = Primär-Bezugskraftstoffe (primary reference fuels),
S I = CORC-Series I,
S II = CORC-Series II,
S III = CORC-Series III

Bild 9. Beispiel einer OZ-Bedarfsverteilung für ein Pkw-Modell, mit vier verschiedenen Kraftstoffserien bei konstanter Drehzahl und Vollast

zeuge eines bestimmten PKW-Typs bei Vollast und konstanter Drehzahl noch mit ROZ 90,4 eines Kraftstoffes der CORC-Serie II aus. Weitere 10% dagegen sind auch mit ROZ 95,6 der gleichen CORC-Serie nicht mehr klopffrei zu betreiben. Mit Primär-Bezugskraftstoffen aber können mit einer ROZ 95,6 alle Fahrzeuge bis auf einen Anteil von 2% zufriedengestellt werden.

Da die CORC-Serien die handelsüblichen Kraftstoffe einschließen, kann auch auf den Oktanzahlbedarf mit diesen Kraftstoffen geschlossen werden. Die Ergebnisse geben aber auch Hinweise, in welche Richtung (z. B. Sensitivity oder ΔR) die Kraftstoffentwicklung getrieben werden muß, um den Oktanzahlbedarf möglichst vieler Fahrzeuge auf dem Markt sicher zu befriedigen.

25 Klopfbremsen

Da die Klopffestigkeit der in genügenden Mengen zur Verfügung stehenden Kraftstoffkomponenten (s. 22) nicht ausreicht, um den

Tabelle 6: Wirkung verschiedener Klopfbremsen und klopffester Substanzen. Erforderliche Zusatzmenge (in Volumenanteilen) zur Erzielung der gleichen Oktanzahlsteigerung, bezogen auf Bleitetraäthyl = 1.

Klopfbremsen		ccm Zusatzmenge	Verhältnis zu Bleitetraäthyl
Bleitetraäthyl	$Pb(C_2H_5)_4$	0,27	1
Eisenkarbonyl	$Fe(CO)_5$	0,60	2
Nickelkarbonyl	$Ni(CO)_4$	2,20	8
Kobaltkarbonyl	$Co(CO)_4$	3,60	13
Monomethylanilin	$C_6H_5NHCH_3$	15	55
Anilin	$C_6H_5NH_2$	25	90
Xylidin	$C_6H_3(CH_3)_2NH_2$	40	150
Klopffeste Kraftstoffe			
Isobutylalkohol	$(CH_3)_2CHCH_2OH$	200	740
Xylol	$(CH_3)_2C_6H_4$	250	925
Äthylbenzol	$C_6H_5C_2H_5$	270	1000
Toluol	$C_6H_5CH_3$	270	1000
Aceton	C_3H_6O	270	1000
Isopropyläther	$(C_3H_7)_2O$	330	1220
Isooktan	C_8H_{18}	410	1520
Reinbenzol	C_6H_6	420	1550

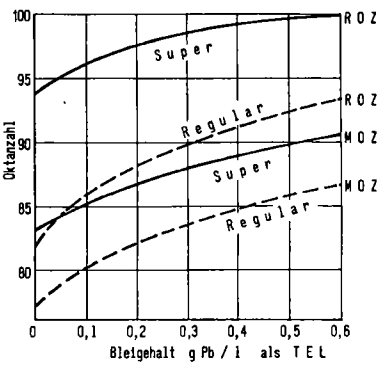


Bild 10. Abhängigkeit der Research- und der Motor-Oktanzahl vom Bleigehalt in einem Regular- und einem Super-Kraftstoff

Bedarf der modernen Ottomotoren zu befriedigen, muß man dem Kraftstoff Antiklopfmittel zumischen. Die Wirksamkeit dieser Zusätze ist sehr unterschiedlich (Tab. 6) [33].

Bislang ist es trotz intensiver Forschung nicht gelungen, einen Kraftstoffzusatz zu finden, der die Bleiverbindungen als Antiklopfmittel ersetzen kann. Alle anderen Klopfbremsen schädigen entweder den Motor durch Rückstände oder sind im Verhältnis zu ihrer Wirksamkeit zu teuer. Einige sind auch in physiologischer Hinsicht gefährlich.

Antiklopfmittel auf Bleibasis sind:

Bleitetraäthyl (TEL, Siedepunkt 199° C)
Bleitetramethyl (TML, Siedepunkt 109° C)

Meist wird eine physikalische oder chemische Mischung von TEL und TML verwendet. Da die Wirksamkeit im wesentlichen vom Bleigehalt abhängt, wird die Höhe der Kraftstoffverbleiung nicht mehr in Volumen-% TEL bzw. TML angegeben, sondern in Gramm Blei pro Liter.

Es entsprechen:

1 g Pb = 0,946 ml TEL
1 g Pb = 0,647 ml TML

Die Bleiempfindlichkeit der Kraftstoffe ist unterschiedlich (s. ATH, Bd. 1, S. 1003, Bild 10). Bild 10 zeigt für einen Regular- und einen Super-Kraftstoff den Einfluß des Bleigehaltes auf die ROZ und die MOZ [13].

Die Bleiverbindungen, die mit den Abgasen den Motor verlassen, können Katalysatoren, die zur Abgasentgiftung im Auspuffsystem eingebaut werden, „vergiften" und damit unwirksam machen. Aus diesem Grunde müssen in den USA auch unverbleite Kraftstoffe für Fahrzeuge mit katalytischen Reaktoren angeboten werden. Die phy-

siologische Wirkung der Bleiverbindungen in den Auspuffgasen ist z. Z. umstritten.

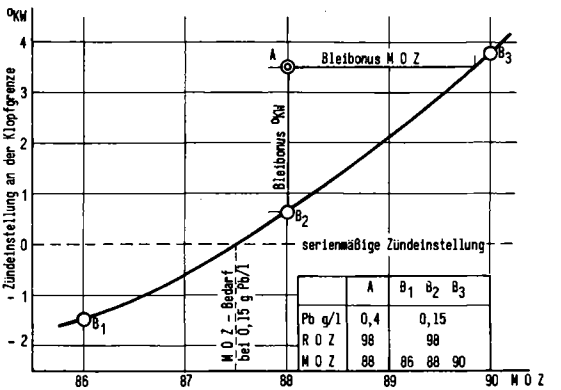
In der BRD ist der max. Bleigehalt in Regular- und Super-Kraftstoffen limitiert:

Ab 1. 1. 1972 auf 0,4 g Pb/l,
Ab 1. 1. 1976 auf 0,15 g Pb/l.

251 Bleibonus

Vergleicht man zwei Kraftstoffe mit gleicher ROZ und gleicher MOZ, aber mit unterschiedlichem Bleigehalt hinsichtlich ihres Klopfverhaltens bei bestimmten kritischen Drehzahlen in einem Fahrzeugmotor, so weist der Kraftstoff mit dem höheren Bleigehalt in der Regel eine höhere SOZ (s. ATH, Bd. 1, S. 989) auf. Selbstverständlich unterscheiden sich diese beiden Kraftstoffe in ihrer Kohlenwasserstoffzusammensetzung, da nur dann bei unterschiedlichem Bleigehalt die gleichen Oktanzahlen erzielt werden können. D. h., der niedriger verbleite Kraftstoff hat klopffestere Komponenten bzw. einen größeren Anteil davon als der höher verbleite.

Der Bleigehalt bzw. die Kohlenwasserstoffzusammensetzung wirken sich also in einem Fahrzeugmotor anders auf die Klopffestigkeit aus als im CFR-Motor (s. ATH, Bd. 1, S. 986). Die Differenz in der SOZ zugunsten der höheren Verbleiung bei gleichen Nenn-Oktanzahlen nennt man Bleibonus. Seine Größe ist jedoch nicht nur von der Art der Zusammensetzung des Kraftstoffes, sondern vor allem von der



Bleibonus bei Vollast und konstanter Drehzahl

Bild 11. Bleibonus bei Vollast und konstanter Drehzahl

Bauart (z. B. der Gemischaufbereitung) und von den Betriebsbedingungen des jeweiligen Fahrzeugmotors abhängig.

Grundsätzlich ist der Bleibonus nur bei größeren Unterschieden im Bleigehalt feststellbar. Er ist ferner meistens bei Klopfen bei konstanter Drehzahl und Vollast ausgeprägter als bei Beschleunigungsklopfen.

Der Bleibonus tritt um so mehr zutage, je höher die effektive Straßenklopffestigkeit (SOZ) über dem OZ-Bedarf eines Fahrzeuges liegt. Dabei ist jedoch der Sicherheitsabstand zwischen der effektiven Straßenklopffestigkeit und dem OZ-Bedarf meistens so groß, daß sich der Bleibonus nicht mehr nachteilig auswirken kann. Im Bereich eines nur geringen Sicherheitsabstandes ist der Bleibonus fast immer sehr klein und damit von nur geringer praktischer Bedeutung.

Bild 11: In einem Fahrzeugmotor wird durch Variieren des Zündzeitpunktes das Klopfverhalten von drei Kraftstoffen B_1, B_2 und B_3 bei *konstanter Drehzahl und Vollast**) untersucht. Diese drei Kraftstoffe sind einander sehr ähnlich. Alle drei haben die gleiche ROZ und einen gleichen, niedrigen Bleigehalt. Sie unterscheiden sich jedoch durch die MOZ, d. h. sie haben eine unterschiedliche Kohlenwasserstoffzusammensetzung.

Der Zündzeitpunkt an der Klopfgrenze läßt sich durch eine Kurve darstellen, deren Schnittpunkt mit der serienmäßigen Zündeinstellung den MOZ-Bedarf des Motors angibt (s. 242). Mißt man einen weiteren Kraftstoff A zum Vergleich, der die gleiche ROZ und die gleiche MOZ wie B_2 aufweist, jedoch deutlich höher verbleit ist, wird es in der Regel möglich sein, die Zündung des Motors „früher" zu stellen, bis Klopfen auftritt. Diese höhere Straßen-Klopffestigkeit, hier in Grad Kurbelwinkel (3°KW) angegeben, ist also der Bleibonus. Man kann den Bleibonus in Bild 11 auch in MOZ-Einheiten ausdrücken: Der Kraftstoff A mit höherem Bleigehalt und einer MOZ von 88 verhält sich so, wie ein niedriger verbleiter Kraftstoff mit einer MOZ von 89,9. In diesem Beispiel beträgt also der Bleibonus 1,9 MOZ.

26 Methanol als Kraftstoff

In Anbetracht möglicher Versorgungsschwierigkeiten mit Erdöl finden Kraftstoffe, die sich aus Erdgas oder Kohle herstellen lassen, wach-

*) Ursprünglich wurde hierfür der Begriff „Hochgeschwindigkeits-Klopfen" verwendet. Er betraf meistens das Klopfverhalten von Einspritzmotoren. Ähnliche Erscheinungen treten aber auch bei Vergasermotoren, manchmal schon bei niedrigeren Drehzahlen (ab 2000/min.) auf. Man sollte deshalb besser von „Klopfen bei konstanter Drehzahl und Vollast" sprechen. Diese Klopferscheinungen sind im Gegensatz zum Beschleunigungsklingeln im wesentlichen von der MOZ des Kraftstoffes abhängig.

sendes Interesse. Die Verfahrensgrundlagen zur Herstellung von Benzin aus Kohle wurden in den 20er Jahren von Bergius/Pier (Hochdruckhydrierung von Kohle) und Fischer/Tropsch (Benzinsynthese) entwickelt. Aus Kostengründen kann jedoch z. Z. das Benzin aus Kohle nicht mit dem aus Erdöl hergestellten konkurrieren (Bild 1).

Zu den Kraftstoffen, die sich aus Erdgas bzw. Kohle herstellen lassen, zählen auch einige Alkohole. Besondere Bedeutung hat hier das Methanol (Methylalkohol CH_3OH). Nachfolgend einige Kenndaten von Methanol im Vergleich zu Super-Kraftstoff:

		Methanol	Superkraftstoff
Dichte bei 15 °C	(g/ml)	0,795	0,745 – 0,760
Siedepunkt bzw. Siedebereich	(°C)	65	30 – 200
Heizwert H_u	(kcal/kg)	4.770	10.200
Verdampfungswärme	(kcal/kg)	265	80
Dampfdruck bei 38 °C (n. Reid)	(bar)	0,3	etwa 0,6
ROZ		106 – 112	98 – 99
MOZ		92	88 – 90

Ein besonderer Vorteil des Methanols ist die hohe Klopffestigkeit. Bei einer Mischung mit Kohlenwasserstoffen kann deshalb teilweise oder auch ganz auf eine Verbleiung verzichtet werden. Für einen Betrieb mit reinem Methanol könnten Motoren mit einem höheren Verdichtungsverhältnis und damit auch höherem Wirkungsgrad entwickelt werden.

Der Zündbereich eines Methanol-Luft-Gemisches ist größer als bei Benzin. Dadurch ist ein größerer Luftüberschuß im Teillastbereich möglich. Der höhere Wasserstoffanteil im Methanol-Molekül im Vergleich zum Benzin hat zur Folge, daß bei der Verbrennung weniger schädliche Abgase entstehen.

Die hohe Verdampfungswärme des Methanols hat eine starke Abkühlung des Kraftstoff-Luft-Gemisches zur Folge (s. ATH, Bd. 1, S. 971). Die Innenkühlung des Motors bewirkt eine bessere Füllung und damit höhere Leistung.

Den Vorteilen des Methanols bei Verwendung als Kraftstoff stehen aber auch gewichtige Nachteile gegenüber. Der Heizwert pro Liter Methanol beträgt noch nicht einmal die Hälfte des Heizwertes von Benzin, d. h. der Kraftstoffverbrauch eines Motors ist etwa doppelt so groß. Der Fahrzeugtank muß also entsprechend größer sein und der Vergaser erfordert eine andere Düsenbestückung.

Der höhere Siedepunkt im Vergleich zum Siedebeginn des Benzins und der niedrigere Dampfdruck in Verbindung mit der starken Abkühlung aufgrund der hohen Verdampfungswärme des Methanols im

Ansaugrohr erfordert eine intensive Vorwärmung, um bei kaltem Motor ein zündfähiges Gemisch zu erzeugen und ein ausreichendes Übergangsverhalten sicherzustellen.

Bei einer Mischung von Benzin mit Methanol besteht die Gefahr, daß sich schon bei Anwesenheit von geringen Wassermengen im Tank (Kondenswasser) Benzin und Alkohol entmischen. Daneben ruft Methanol in Verbindung mit Wasser bei verschiedenen Metall-Legierungen (z. B. Aluminium, Silicium) Korrosion hervor. Verschiedene Kunststoffe (Kraftstoffschläuche, Dichtungen, Membranen, Filter usw.) werden von Methanol angegriffen.

Der Wärmeäquivalentpreis von Methanol liegt z. Z. über dem von Motorenbenzin. Der Einsatz von Methanol als zusätzliche Kraftstoffkomponente kann aber in Anbetracht des Umweltschutzes und der Bleireduzierung Bedeutung gewinnen [14, 24].

3 Dieselkraftstoffe

31 Kennwerte

Die Mindestanforderungen an Dieselkraftstoffe sind in DIN-Blatt 51601 festgelegt. Die Ausgabe vom Mai 1975 unterscheidet sich in einigen Punkten von früheren Ausgaben [7].

Nach DIN 51601 ist der höchst zulässige Schwefelgehalt auf 0,55 Gew.-% festgelegt worden. Nach dem Bundes-Immissionsschutzgesetz dürfen aber in der BRD leichtes Heizöl und Dieselkraftstoff folgenden Höchstgehalt an Schwefel nicht überschreiten:

Ab 1. Mai 1976: 0,50 Gew.-% Schwefel,
Ab 1. Jan. 1979: 0,30 Gew.-% Schwefel.

Durch Hydrierung werden Dieselkraftstoff und Heizöl EL in den Raffinerien veredelt. Dabei werden auch die Schwefelverbindungen umgewandelt, so daß der Schwefel in Form von Schwefelwasserstoff weitgehend entfernt werden kann. Durch die Hydrierung wird der Heizwert erhöht und gleichzeitig die Dichte vermindert. In dem neuen Normblatt sind darum die Grenzwerte für die Dichte bei 15°C auf 0,815 bis 0,855 g/ml festgelegt worden [7].

32 Kälteverhalten von Dieselkraftstoffen

Bei Abkühlung von Dieselkraftstoffen tritt zuerst durch Ausscheiden von Paraffinkristallen eine Trübung auf (Cloudpoint). Bei weiterer Abkühlung nehmen Zahl und Größe der Paraffinkristalle zu, so daß dadurch Filter verstopft werden können (Filtrierbarkeit). Schließlich

wird bei noch weiterer Abkühlung die Fließgrenze erreicht (Pourpoint).

Die „Bestimmung des Cloudpoints und des Pourpoints" nach DIN 51597 ersetzt die „Bestimmung des Trübungspunktes und des Stockpunktes" nach DIN 51583. Infolge unterschiedlicher Meßmethoden können die Ergebnisse differieren. Auch die „Bestimmung des Beginns der Paraffinausscheidung (BPA)" nach DIN 51772 wurde durch DIN 51597 ersetzt [7]. Während der Cloudpoint durch Kraftstoff-Additive praktisch nicht zu beeinflussen ist, kann durch Zusatzstoffe die Struktur des Paraffinskeletts im Kraftstoff so verändert werden, daß Filtrierbarkeit und Pourpoint erniedrigt werden.

Große praktische Bedeutung hat vor allem die Filtrierbarkeit. Durch die Paraffinkristalle können die Feinfilter der Dieselmotoren verstopfen, wegen Kraftstoffmangels ist dann ein Motorbetrieb nicht mehr möglich. Ähnliche Erscheinungen können aber auch dann auftreten, wenn der Fahrzeugtank vor Kälteeinbruch nicht entwässert wurde. Das gefrierende Kondenswasser kann dann die Leitungen verstopfen.

Die Filtrierbarkeit des Winter-Dieselkraftstoffes liegt im allgemeinen etwa bei −14°C. Bei tieferen Temperaturen wird empfohlen, dem Kraftstoff bis zu 50% Petroleum zuzumischen. Der Kraftstoff kann dann bis etwa −22°C störungsfrei eingesetzt werden. Anstelle von Petroleum kann notfalls auch Ottokraftstoff Normal zugemischt werden, jedoch nicht mehr als höchstens 30%, da die klopffesten Anteile des Normalkraftstoffes die Zündwilligkeit des Dieselkraftstoffes herabsetzen. Unbedingt beachtet werden muß, daß sich durch dieses Mischen die Gefahrklasse des Kraftstoffes ändert.

321 Gefahrklassen

Nicht mit Wasser mischbare, brennbare Flüssigkeiten mit einem Flammpunkt unter 100°C werden in Gefahrklassen A I bis III eingeteilt. Gemäß der „Verordnung über brennbare Flüssigkeiten" gelten für jede Gefahrklasse bezüglich Einrichtung, Verwendung von Zapfstellen und Lagerbehältern besondere Vorschriften.

Gefahrklasse A I:

Flüssigkeiten mit einem Flammpunkt unter +21°C (dazu gehören u. a. Normal- und Superkraftstoffe),

Gefahrklasse A II:

Flüssigkeiten mit einem Flammpunkt von +21°C bis +55°C (darunter fallen u. a. die meisten Petroleumsorten),

Gefahrklasse A III:

Flüssigkeiten mit einem Flammpunkt von über +55°C bis +100°C (in diesem Bereich liegen u. a. Dieselkraftstoffe).

Bei einer Mischung von Dieselkraftstoffen mit Petroleum wird im allgemeinen die Gefahrklasse A II erreicht. Eine Mischung mit Normalkraftstoff zählt immer zur Gefahrklasse A I.

Zweckmäßigerweise wird eine Mischung zur Verbesserung der Filtrierbarkeit immer erst im Fahrzeugtank vorgenommen, wobei der leichtere Kraftstoffanteil (Benzin oder Petroleum) zuerst eingefüllt werden soll.

322 Filtrierbarkeit

Die Messung der Filtrierbarkeit nach Hagemann und Hammerich (DIN 51770) wurde durch das Verfahren der „Bestimmung des Grenzwertes der Filtrierbarkeit" (DIN 51428) ersetzt [7].

Dieses Verfahren wurde in Anlehnung an die Cold Filter Plugging Point-Methode (CFPP) entwickelt. Besonders bei Kraftstoff mit Additiven zur Verbesserung der Filtrierbarkeit kann damit das Verhalten bei Kälte in Motor-Feinfiltern wesentlich besser beurteilt werden.

Zur Bestimmung des Grenzwertes der Filtrierbarkeit werden 45 ml der Dieselkraftstoff-Probe in einem Kühlbad kontinuierlich abgekühlt und in Abständen von 1 °C durch ein Prüfsieb mit einer Maschenweite von 45 µm, das sich am Boden des Gefäßes im Kraftstoff befindet mit einem Unterdruck von 200 mm WS gesaugt. Ausgeschiedene Paraffine verursachen einen Abfall der Fließgeschwindigkeit durch Filterverstopfung. Wenn innerhalb von 60 Sekunden die Flüssigkeitssäule eine Meßmarke nicht mehr erreicht, wird die dazugehörige Temperatur in °C als Ende der Filterierbarkeit festgehalten.

5.2 Schmierstoffe

1 Motorenöle
11 SAE-Viskositätsklassen für Motorenschmieröle
12 Viskositätsindex
13 Mehrbereichsöle
14 Einteilung und Kennzeichnung der Motorenöle
141 Motorenöl-Klassifikationen
142 Motorenöl-Spezifikationen
143 Einsatz der Motorenöle
2 Getriebeöle
21 Hinterachs- und Handschaltgetriebeöle
211 Viskosität von Getriebeschmierstoffen
212 Belastung von Getriebeölen
213 Getriebeölklassifikation
22 Schmiermittel für automatische Getriebe
221 Anforderungen
222 ATF-Spezifikationen
3 Synthetische Schmierstoffe

1 Motorenöle

11 SAE-Viskositätsklassen für Motorenschmieröle

Die Einteilung der Motorenöle aufgrund ihrer Viskosität in SAE-Viskositätsklassen ist nach DIN 51511 (Entwurf Juni 1976) festgelegt worden [7].

SAE-Viskositäts-klasse	dynamische Viskosität bei −17,8°C (≙ 0°F) min. mPa_s (cP)	max. mPa_s (cP)	kinematische Viskosität bei 98,9°C (≙ 210°F) min. mm^2/s (cSt)	max. mm^2/s (cSt)
5W	—	unter 1200		
10W	1200[1])	unter 2400	3,9	—
20W[3])	2400[2])	unter 9600		
20	—	—	5,7	unter 9,6
30	—	—	9,6	unter 12,9
40	—	—	12,9	unter 16,8
50	—	—	16,8	unter 22,7

1) Diese Forderung fällt weg, wenn die kinematische Viskosität bei 98,9°C nicht unter 4,2 mm^2/s (cSt) liegt.
2) Diese Forderung fällt weg, wenn die kinematische Viskosität bei 98,9°C nicht unter 5,7 mm^2/s (cSt) liegt.
3) SAE 20W-Öle, die bei −17,8°C (≙ 0°F) nicht mehr als 4800 mPa_s (cP) aufweisen, können auch SAE 15W genannt werden.

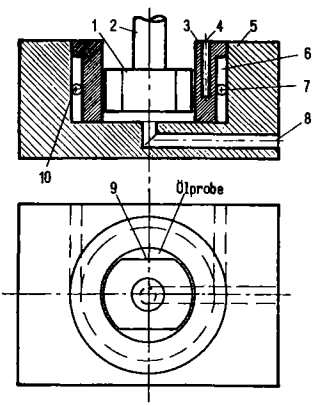
In den früheren Viskositätsnormen wurde bei −17,8°C die kinematische Viskosität angegeben, die durch Extrapolation der Viskositätsgeraden auf dem Viskositäts-Temperaturblatt (vgl. ATH, Bd. 1,

S. 1072) ermittelt wurde. Die Gerade wurde aufgrund von Viskositätsmessungen gezeichnet, bei denen die Temperatur min. 33,3°C auseinander liegt.

Bei niedrigen Temperaturen verhalten sich Schmieröle meist nicht mehr wie newtonsche Flüssigkeiten. Die scheinbare Viskosität liegt dann höher, als es der Extrapolationsgeraden entspricht und ist auch wesentlich von dem angewandten Meßverfahren abhängig. Bei der DIN 51511 ist daher jetzt für die „W"-Klassen die im „Cold-Cranking-Simulator" gemessene dynamische Viskosität bei 0°F zugrunde gelegt worden. Diese Prüfung läßt Rückschlüsse auf das Kaltstartverhalten des Öles in Motoren zu. Sie bedeutet eine Verschärfung der Viskositätsanforderungen für die Öle 5W, 10W, 15W und 20W.

Für „Die Bestimmung der scheinbaren Viskosität von Motoren-Schmierölen bei niedriger Temperatur mit dem Cold-Cranking-Simulator" nach DIN 51377 wird von einem mit konstanter Spannung laufendem Universalmotor über eine flexible Welle ein Rotor angetrieben (Bild 12). Der Rotor ist konzentrisch in einen Stator eingepaßt. An zwei gegenüberliegenden Stellen sind zur Selbstzentrierung des Rotors ebene Flächen angeschliffen. Der Spalt zwischen Rotor und Stator wird mit dem Prüföl gefüllt. Nach Abkühlung auf −17,8°C kann auf Grund der Drehzahl des Motors, dargestellt durch die Anzeige eines Strommeßgerätes, die scheinbare Viskosität der Ölprobe in cP bestimmt werden.

Da die SAE-Klasse 20W einen sehr breiten Viskositätsbereich überdeckt, wird in der neuen DIN 51511 in einer Fußnote angeführt, daß



1. Rotor
2. flexible Welle
3. Stator
4. Thermometerbohrung
5. Isolierkörper
6. Kühlkanal
7. Kühlmitteleinlaß
8. Probeneinlaß
9. Abflachung des Rotors
10. Kühlmittelauslaß

Bild 12. Cold-cranking-simulator, schematische Darstellung der Meßzelle

SAE 20W-Öle mit einer Viskosität zwischen 2400 mPa_s und 4800 mPa_s bei −17,8°C auch SAE 15W genannt werden können.

Die Viskositätsklasse SAE 15W soll ein ausreichendes Kaltstartverhalten der meisten Motoren in gemäßigten Klimazonen (Mitteleuropa) im Winter sicherstellen, ohne auf Viskositätsreserven bei hohen Temperaturen verzichten zu müssen.

12 Viskositätsindex

Der Viskositätsindex (VI) ist eine rechnerisch ermittelte empirische Zahl, die den Einfluß einer Temperaturänderung auf die Viskosität eines Mineralöles angibt. Ursprünglich war der VI nur für einen Bereich von 0 bis 100 definiert. Die Entwicklung der Mehrbereichsöle hatte aber zwangsläufig zur Folge, daß die Viskositätsindices Werte von weit über 100 erreichen.

Während die Berechnung des VI nach dem bisherigen Verfahren (s. ATH, Bd. 1, S. 1044−1045) im Bereich von VI = 0 bis VI = 100 eine gute und eindeutige Beurteilung des Viskositätstemperaturverhaltens eines Öles ermöglicht, treten bei einem VI über 100 einige grundsätzliche Schwierigkeiten auf. Aus diesem Grunde wurde für VI-Werte über 100 ein neues Berechnungsverfahren eingeführt. Man spricht dann vom „Erweiterten Viskositätsindex (Viscosity Index Extension)" VI_E, zur Unterscheidung von dem nach dem bisherigen Verfahren bestimmten VI.

Für Mineralöle mit einem Viskositätsindex von 100 liefern beide Gleichungen dasselbe Ergebnis. Für VI-Werte über 100 liegt der VI_E in der Regel höher als der VI, insbesondere bei Ölen mit höherer Viskosität. Dies eliminiert die bisherige Überbewertung der Öle mit niedriger Viskosität.

Insbesondere bei hohen Werten ermöglicht der VI_E eine deutlichere Differenzierung. So läßt sich z. B. die Wirksamkeit von VI-Verbesserern anhand des VI_E genauer vergleichen.

Berechnung des Viskositätsindex nach DIN 51564:

Verfahren A: (VI 0 bis 100)

$$VI = \frac{L - U}{L - H} \cdot 100$$

Verfahren B: (VI_E 100 und darüber)

$$VI_E = \frac{G - 1}{0{,}0075} + 100$$

$$\lg G = \frac{\lg H - \lg U}{\lg Y}$$

Hierin bedeuten:

U = Bei einer Temperatur von 37,78 °C gemessene kinematische Viskosität des Mineralöls, dessen VI bzw. VI_E berechnet werden soll,

Y = Bei einer Temperatur von 98,89 °C gemessene kinematische Viskosität des Mineralöls, dessen VI bzw. VI_E berechnet werden soll,

L = Kinematische Viskosität eines Mineralöls bei einer Temperatur von 37,78 °C, das einen VI von 0 hat und das bei einer Temperatur von 98,89 °C die gleiche kinematische Viskosität hat wie das Mineralöl, dessen VI bzw. VI_E zu berechnen ist (Grundwert L),

H = Kinematische Viskosität eines Mineralöls bei einer Temperatur von 37,78 °C, das einen VI bzw. VI_E von 100 hat und das bei einer Temperatur vom 98,89 °C die gleiche kinematische Viskosität hat wie das Mineralöl, dessen VI bzw. VI_E zu berechnen ist (Grundwert H) [7].

13 Mehrbereichsöle

Beim Start eines kalten Motors besteht, vor allem im Winter, die Gefahr, daß die Fließfähigkeit des Öles in der Kurbelwanne nicht ausreicht. Der Anlasser kann dann den Motor kaum durchdrehen. Die Ölpumpe kann das Öl nicht schnell genug ansaugen und durch die Ölbohrungen zu den Schmierstellen fördern. Infolge der unzureichenden Schmierung kann der Verschleiß dann stark ansteigen. Der Grenzwert der Viskosität oberhalb dessen, man mit Förderschwierigkeiten rechnen kann, liegt etwa bei 5000 cSt.

Beim Fahren mit hoher Geschwindigkeit (Autobahn) und bei hoher Belastung (Bergfahrt, Anhängerbetrieb) können dagegen sehr hohe Temperaturen auftreten. Bei modernen Fahrzeugmotoren kann man etwa mit folgenden max. Öltemperaturen rechnen:

Hauptlager	170 °C
Pleuellager	185 °C
Kolbenbolzen	220 °C
oberer Kolbenring	280 °C

Dabei kann die Temperatur in der Ölwanne etwa 150 °C erreichen.

Da der Viskositätsanstieg bei höherem Druck annähernd den Viskositätsabfall infolge der höheren Temperatur an den Schmierstellen kompensiert (s. ATH, Bd. 1, S. 1046), kann man zur Abschätzung der erforderlichen Mindestviskosität von der Temperatur in der Ölwanne ausgehen. Man rechnet im allgemeinen damit, daß die Viskosität eines Öles zur sicheren Vollschmierung ausreicht, wenn 5 cSt nicht unterschritten werden.

Im oberen Teil von Bild 13 sind in dem bekannten Viskositäts-Temperatur-Diagramm (vgl. ATH, Bd. 1, S. 1072) Öle verschiedener Viskositätsklassen eingetragen. Die Schnittpunkte mit den Viskositätsgeraden 5000 cSt bzw. 5 cSt kennzeichnen die Mindest- bzw. Höchst-

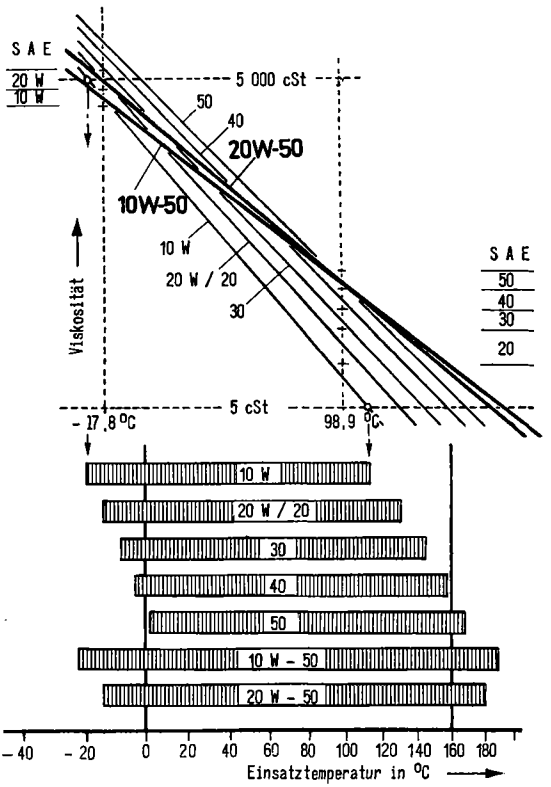


Bild 13. Einsatztemperaturbereiche für verschiedene Motorenöl-Viskositätsklassen zwischen 5 cSt und 5.000 cSt

temperaturen, bei denen die Öle noch mit Sicherheit eingesetzt werden können. Man erkennt z. B., daß der Einsatzbereich des Mehrbereichsöles SAE 10W-50 bis zu tieferen Temperaturen reicht, als beim Einbereichsöl SAE 10W. Die obere Temperaturgrenze dagegen liegt höher als beim Öl SAE 50. Dies resultiert aus der flacheren VT-Kurve und der SAE-Klasseneinteilung die bei −17,8° C bzw. bei 98,9° C definiert ist.

Bei Mehrbereichsölen, die polymere Zusätze als VI-Verbesserer enthalten, kann bei einer hohen Scherbelastung durch Zerbrechen der langkettigen Moleküle ein permanenter Viskositäts- und VI-Verlust auftreten (s. ATH, Bd. 1, S. 1047 −1048).

Die „Bestimmung der Scherstabilität von Schmierölen mit polymeren Zusätzen" nach DIN 51382 läßt Rückschlüsse auf den im Betrieb zu er-

wartenden permanenten Viskositätsabfall, der durch mechanische Beanspruchung hervorgerufen wird, zu.

Ein bestimmtes Volumen des zu prüfenden Öles wird von einer Einspritzpumpe gefördert und mit einem Druck von 175 bar durch eine Einspritzdüse abgespritzt. Das aufgefangene Öl wird wieder der Einspritzpumpe zugeführt und dadurch in insgesamt 30 Zyklen einer hohen Scherbeanspruchung unterworfen. Als Maß für die Scherstabilität dient der rel. Viskositätsabfall des Öles.

$$\text{rel. Viskositätsabfall} = \frac{\nu_0 - \nu_1}{\nu_0} \cdot 100\%,$$

ν_0 = kinematische Viskosität des ungescherten Öles,

ν_1 = kinematische Viskosität des gescherten Öles.

Von einem guten Mehrbereichsöl ist zu fordern, daß es auch nach der Scherung in der angegebenen oberen SAE-Viskositätsklasse verbleibt (stay in grade) [7].

14 Einteilung und Kennzeichnung der Motorenöle

141 Motorenöl-Klassifikationen

Die etwa 1955 eingeführte API-Klassifikation (s. ATH, Bd. 1, S. 1054) gab eine Einteilung der Motorenöle nach definierten Einsatzbedingungen in bestimmte Leistungsklassen (ML, MM, MS – DG, DM, DS). Im Laufe der Zeit wurden aber die Anforderungen an die Motorenöle immer mehr gesteigert. Neue Spezifikationen und Testläufe wurden von den Motoren-Herstellern gefordert. Das starre System der API-Klassifikation ermöglichte aber diese zusätzlichen Unterscheidungen nicht mehr. Damit konnte sie auch dem ursprünglichen Sinn und Zweck jeder Klassifikation nicht mehr gerecht werden: durch eine kurze, definierte und von allen akzeptierte Kennzeichnung der Leistungsklasse die Verständigung zwischen Motoren-Herstellern, Ölindustrie und deren gemeinsamen Kunden zu erleichtern.

In Zusammenarbeit von API (American Petroleum Institute), SAE (Society of Automotive Engineers Inc.), und ASTM (American Society for Testing and Materials) wurde 1970 in den USA ein neues Klassifikationssystem geschaffen, das den Vorteil hat, „offen" zu sein, d. h. das System kann beliebig erweitert werden, ohne daß die einzelnen Klassen selbst geändert werden müssen. Man unterscheidet des weiteren auch nach Handelsarten, d. h. nach Ölen, die vorwiegend über Tankstellen (Service = S) und solchen, die hauptsächlich im Groß-Verbraucher-Geschäft (Commercial = C) abgesetzt werden [1].

Im einzelnen sind die neuen API-Klassen in Tabelle 7 beschrieben. Tabelle 8 zeigt, welche Motorenölteste für die einzelnen API-Klassen gefordert werden. Diese Motorenölteste und ihre Bewertungskriterien sind in Tabelle 9 aufgeführt.

Tabelle 7: API-ASTM-SAE-Klassifikation

API-Klasse	Spezifikation Testläufe	Einsatzart entsprechend der
SA	–	Service Klasse A: Einfachster Einsatz von Otto- und Dieselmotoren.
SB	L – 38 Chevrolet L-4	Service Klasse B: Mindestanforderungen von Ottomotoren; geringer Schutz gegen Fressen, Ölalterung und Lagerkorrosion. Solche Öle sind seit 1930 im Einsatz.
SC	API MS/1964	Service Klasse C: Einsatz in Ottomotoren von Pkw und Lkw – Baujahr 1964–67, Herstellergewährleistung. Schutz gegen Hoch- und Tieftemperaturablagerungen, Verschleiß, Rost und Korrosion.
SD	API MS/1968 Ford ESE M2C 101B GM 6041 M/7-70	Service Klasse D: Einsatz in Ottomotoren von Pkw und Lkw – Baujahr 1968–71, Herstellergewährleistung. Höherer Schutz gegen Hoch- und Tieftemperaturablagerungen, Verschleiß, Rost und Korrosion als Öle der Klasse SC; sie können verwendet werden, wenn SC gefordert ist.
SE	Ford ESE M2C 101C (USA) Ford SSM-2C 9001 AA (Europa) GM 6136 M	Service Klasse E: Einsatz in Ottomotoren von Pkw und Lkw ab Baujahr 1972 (und gewissen 71er Modellen), Herstellergewährleistung. Noch höherer Schutz gegen Hoch- und Tieftemperaturablagerungen, Verschleiß, Rost und Korrosion als bei denen der Klasse SD oder SC. Sie können verwendet werden, wenn eine dieser Klassen gefordert wird.
CA	MIL-L-2104 A	Commercial Klasse A: Einsatz in ansaugenden Dieselmotoren unter milden bis mäßigen Betriebsbedingungen mit Kraftstoffen hoher Qualität sowie Ottomotoren unter milden Betriebsbedingungen. Diese Ende der 40er und in den 50er Jahren weit verbreiteten Öle bieten Schutz gegen Lagerkorrosion und Hochtemperaturablagerungen.
CB	MIL-L-2104 A/S1	Commercial Klasse B: Einsatz in ansaugenden Dieselmotoren unter milden bis mäßigen Betriebsbedingungen mit Kraftstoffen mit höherem Schwefelgehalt und Ottomotoren unter milden Betriebsbedingungen. Schutz bei oben beschriebenem Einsatz gegen Lagerkorrosion und Hochtemperaturablagerungen. Dieser Öltyp wurde 1949 eingeführt.
CC	MIL-L-2104 B	Commercial Klasse C: Einsatz in leicht aufgeladenen Dieselmotoren unter mittleren bis schweren Betriebsbedingungen und schweren Betriebsbedingungen bei Ottomotoren. Dieser Öltyp wurde 1961 eingeführt. Schutz gegen Hochtemperaturablagerungen in leicht aufgeladenen Dieselmotoren und auch in Ottomotoren gegen Rost, Korrosion und Tieftemperaturablagerungen.
CD	MIL-L-45 199 Series 3	Commercial Klasse D: Einsatz in aufgeladenen Dieselmotoren mit hoher Drehzahl/Leistung, bei denen Verschleiß und Ablagerungen sehr wirksam beherrscht werden müssen. Öltyp 1955 eingeführt. Schutz gegen Lagerkorrosion und Hochtemperaturablagerungen bei Verwendung unterschiedlichster Kraftstoffqualitäten.

Tabelle 8: API-Klassifikation und internationale Motorenölteste

API-Klassifikation ab 1970/71	SA	SB	SC	SD	SE	CA	CB	CC	CD	—	—
API-Klassifikation bis 1970/71[1])	—	—	MS/1964	MS/1968	—	—	—	—	DM	DS	—
Ford-Spezifikation	—	—	ESE-M2C-101	ESE-M2C-101B	ESE-M2C-101C = SSM-2C-9001AA	—	—	—	—	—	—
GM-Spezifikation	—	—	—	GM 6041	GM 6136	—	—	—	—	—	—
MIL-Spezifikation	—	—	—	—	—	MIL-L-2104 A	MIL-L-2104 A/S 1	MIL-L-2104 B	MIL-L-45199 B	MIL-L-46152	MIL-L-2104 C
Caterpillar-Spezifikation	—	—	—	—	—	—	—	—	S 3	—	S 3

Teste:											
Sequence II A	—	—	×	—	—	—	—	×[2]	—	—	—
II B	—	—	—	×	×	—	—	×[2]	—	×	×
II C										×[2]	×[2]
III A	—	—	×	—	—	—	—	—	—	—	—
III B	—	—	—	×	—	—	—	—	—	—	—
III C	—	—	—	—	×	—	—	—	—	×	—
IV	—	×	×	×	—	—	—	—	—	—	—
V	—	—	×	—	—	—	—	—	—	—	—
V B	—	—	—	×	—	—	—	—	—	—	—
V C	—	—	—	—	×	—	—	—	—	×	×
Ford-Falcon	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
L-38	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
LTD	—	—	—	—	—	—	—	×	—	—	—
Cat. 1-H	—	—	—	×[2]	—	—	—	×	—	×	—
1-D	—	—	—	—	—	—	—	—	×	—	×
1-G	—	—	—	—	—	—	—	—	×	—	×
L-1	—	—	×	×[2]	—	×	—	—	—	—	—
1-E	—	—	—	—	—	—	×	—	—	—	—
Scherstabilität 10 h/L-38	—	—	—	—	—	—	—	—	—	×	—

[1]) Selbsteinschätzung, Approvals nicht erforderlich
[2]) wahlweise

1-E = L-1 mit 1% S im DK

Tab. 9: Motorenölteste und ihre Bewertungskriterien

Test	Motor	Bewertungskriterien
Sequence		
II A	Oldsmobile	Rost, Hängenbleiben hydr. Stößel unter niedriger Belastung und Betriebstemperatur
II B	Oldsmobile	Rost, Hängenbleiben hydr. Stößel unter niedriger Belastung und Betriebstemperatur
II C	Oldsmobile	Rost- und Rückstandsbildung, Korrosionsverschleiß
III A	Oldsmobile	Verschleiß, Oxidation
III B	Oldsmobile	Verschleiß, Oxidation
III C	Oldsmobile	Oxidation/Öleindicken, Schlamm- und Lackablagerungen, Verschleißverhalten unter hohen Betriebstemperaturen
IV	Chrysler	Verschleiß an Nocken und Stößeln
V	Ford	Schlamm, Lackablagerungen; Wechsellast und wechselnder Temperatur
V B	Ford	Schlamm, Lackablagerungen, Sauberkeit des PCV-Ventils und des Ölfilters
V C	Ford	Schlamm, Lackablagerungen; bei Wechsellast PCV-Ventils und des Ölfilters, Verschleiß und Ablagerungen an Ventilen bei niedrigen und mittleren Temperaturen
Ford-Falcon		Rost
L-38	CLR-Motor 1 Zyl.	Oxidationsbeständigkeit, Lagerkorrosion
LTD	CLR-Motor 1 Zyl.	Kaltschlamm, Kolbensauberkeit (kalt), Ölring- und Ölsiebverstopfung
Cat. 1-H	Caterpillar	Ringstecken, Verschleiß, Ablagerungen im Motor; hohe Drehzahl, guter Kraftstoff
1-D	Caterpillar	Ringstecken, Verschleiß; mittlere Drehzahl, schlechter Kraftstoff
1-G	Caterpillar	Ringstecken, Verschleiß; hohe Drehzahl, guter Kraftstoff
1-A	Caterpillar	Oxidation, Ringstecken, Kolbensauberkeit (heiß), guter Kraftstoff
1-E	Caterpillar	Oxidation, Ringstecken, Kolbensauberkeit (heiß), schlechter Kraftstoff
Scherstabilität	L-38	10 h-Viskositätsprüfung "stay in grade"

142 Motorenöl-Spezifikationen

Sowohl militärische Dienststellen als auch große Automobilfirmen wie Ford, GM oder DB, haben eigene Spezifikationen erlassen.

Große Bedeutung haben die amerikanischen Militärspezifikationen, die vom Department of Defence herausgegeben werden und für Heer,

Marine und Luftwaffe gelten. Die erste militärische Spezifikation ORD 2-104 wurde 1941 von der US-Armee erlassen. Seit 1950 heißen sie MIL-Spezifikationen. Öle dieser Spezifikationen könnte man folgendermaßen beschreiben:

MIL-L-2104 A/S 1:

Das Leistungsvermögen der Öle nach dieser Spezifikation wird im Rahmen der Motoröl-Prüfverfahren der MIL-L-2104 A in Prüfläufen getestet, deren Forderungen durch Verwendung eines Diesel-Kraftstoffes mit 1 Gew.% Schwefel verschärft werden können (Suppl. 1). Öle dieser Spezifikation sind nur noch wenig gebräuchlich.

MIL-L-2104 B:

Diese sog. MIL-B-Öle sind sowohl in Otto- als auch in Dieselmotoren getestet worden. Sie decken alle normalen Betriebsbedingungen ab.

Sie bieten hohen Verschleißschutz und einen guten Korrosionsschutz. Durch sie wurden die heute üblichen langen Ölwechselintervalle möglich. Nach der heute gültigen API-Klassifikation entsprechen sie der Klasse CC. Kurz vor Ende der Gültigkeit der MIL-L-2104 B in 1970 wurden erstmalig auch Mehrbereichsöle SAE 10W−30 freigegeben.

MIL-L-45199:

Diese Spezifikation der sog. S3 Öle entstand aus der Caterpillar Spezifikation „Superior Lubricants (Series 3)", die 1955 von der Caterpillar Tractor Comp. herausgegeben und 1958 unter Hinzufügung eines Ottomotorentestes als MIL-L-45 199 (ORD) vom US Department of Defence übernommen wurde.

Diese Spezifikation wurde 1961 als MIL-L-45 199 A und 1968 als MIL-L-45 199 B etwas modifiziert.

Die S3-Öle sind für sehr hoch belastete mit stark schwefelhaltigem Kraftstoff und unter besonders ungünstigen Bedingungen betriebene Dieselmotoren, hauptsächlich aufgeladene, entwickelt worden und gehören zu den am höchsten legierten. Bei ihrer Einführung hatten sie dadurch einen sehr hohen Aschegehalt, der jedoch ab Mitte der 60er Jahre durch die Verwendung von vollorganischen, kombiniert mit metallorganischen Additiven, wesentlich gesenkt wurde. Dies hatte auch den Vorteil, daß die Additive bei Öltemperaturen unter 80 °C (Kaltschlamm) besser wirken. Heute sind Sulfataschegehalte unter 2 Gew.% üblich.

1970 wurden die Spezifikationen MIL-L-2104 B und MIL-L-45 199 B abgelöst. Bei den neuen Spezifikationen handelt es sich jedoch nur bedingt um Nachfolge-Spezifikationen. Dies sind:

MIL-L-46152:

Diese Spezifikation legt die Anforderungen an Motorenöle für die Fahrzeugparks von Dienststellen des Department of Defence der Vereinigten Staaten fest, in denen fast ausschließlich zivile Fahrzeuge eingesetzt sind. Sie umfaßt auch Mehrbereichsöle.

Alle Tests der MIL-L-2104 B sind mit z. T. erheblich verschärften Grenzwerten auch in der MIL-L-46 152 zu finden. Außerdem wird in einem zu-

sätzlichen Test die Sauberkeit des Motors bei niedrigen Betriebstemperaturen beurteilt. Damit ist sichergestellt, daß Öle, die dieser Spezifikation entsprechen, allen derzeitigen Betriebsbedingungen mit Einschränkungen für stark beanspruchte – aufgeladene – Dieselmotoren gerecht werden.

MIL-L-2104 C:

Die sog. MIL-C-Spezifikation beschreibt, welchen Forderungen Einbereichsöle gerecht werden müssen, die in taktischen Fahrzeugen der US Army, Navy und Air Force verwendet werden. Als Leistungsnachweis werden alle Tests der MIL-L-45 199 B, sowie zusätzliche Ottomotorentests, z. T. wie in MIL-L-46 152, vorgeschrieben.

Im Vergleich zur MIL-L-46 152 werden also ausgesprochen dieselbetonte Motorenöle definiert, die auch in Ottomotoren eingesetzt werden können.

Im NATO-Bereich werden Motorenöle spezifiziert, die in ihrer Leistung zwischen MIL-L-2104/S1 und MIL-L-2104 B liegen.

(U.K.: DEF/OMD F: DCEA, BRD: VTL-9150).

Diese militärischen Spezifikationen, die eigentlich zur Definition für die Beschaffungsbehörden dienen, haben auch auf dem zivilen Sektor große Bedeutung für die Leistungsbeschreibung der einzelnen Motorenöltypen erlangt (vgl. Beschreibung der API-Klassifikationen CA bis CD). Auch die firmeneigenen Spezifikationen von Caterpillar, General Motors, Ford und Daimler-Benz lehnen sich stark daran an.

Bei Caterpillar war die Spezifikation Superior Lubricants (Series 3) bis zur größer werdenden Verbreitung der MIL-L-2104 C-Öle gültig. Hersteller hoch aufgeladener Dieselmotoren legten das Leistungsniveau des für ihre Motoren notwendigen Öls meist nach dieser Caterpillar-Spezifikation fest.

General Motors und Ford sind mit den Spezifikationen GM 6136 M und SSM-2C-9001-AA (in den USA: ESE-M2C-101 C) diejenigen Firmen, die durch ständig steigende Forderungen, das internationale Leistungsniveau für Motorenöle höher schrauben. Die API-Klasse SE kam in Anlehnung an diese Spezifikationen zustande.

Auf dem deutschen Markt hat Daimler-Benz besonderes Gewicht. Neben den internationalen Tests zieht man den OM 615/616 Kombitest zur Beurteilung von Motorenölen heran. Der Test wird in einem schnellaufenden Vorkammerdieselmotor gefahren. Besonders bewertet werden neben dem allgemeinen Aussehen, Verschleiß an Zylinderlaufflächen, Nocken und Stößeln.

Allen diesen Spezifikationen ist gemeinsam, daß sie versuchen, die Leistungsfähigkeit eines Motorenöles aufgrund von motorischen Prüfläufen zu bestimmen.

Vom CEC (Co-Ordinating European Council for the Development of Performance Tests for Fuels and Lubricants) werden europäische Motorentests genormt. Diese Tests können in unterschiedlicher Kombination zu Spezifikationen zusammengestellt werden. Zu erwähnen sind:

CEC L-01-A-69	Petter AV 1 (Dieselmotor),
CEC L-02-A-69	Petter W 1 (Ottomotor),

CEC L-03-A-70	Ford Cortina High Temperature Oxydation Test,
CEC L-04-A-70	Fiat 600-D Low Temperature Sludge Test,
CEC L-05-E-70	MWM-A, DIN 51361,
CEC L-09-T-71	Fiat 124 AC,
CEC L-12-T-73	MWM-B, DIN 51361,
CEC L-14-T-74	DIN 51382.

Diese Prüfläufe werden in Einzylindermotoren oder Vollmotoren gefahren. Die Durchführung ist bis ins einzelne festgelegt. Drehzahl, Leistung, Öl- und Wassertemperatur, ja sogar oft Ansaug- und Abgastemperatur müssen sich innerhalb vorgeschriebener Toleranzen bewegen. Prüfläufe dürfen nur von dazu autorisierten Laboratorien durchgeführt werden. Nach Beendigung eines Prüflaufes werden die Motoren teilweise oder ganz demontiert und vermessen und/oder visuell beurteilt.

Die Testergebnisse werden meist einer Prüfungskommission (Panel) vorgelegt, die dann die Freigabe (Approval) erteilt [1].

143 Einsatz der Motorenöle

Von den Motoren-Herstellern werden aufgrund von Versuchsläufen und Erprobungen die erforderlichen Motorenölspezifikationen in enger Zusammenarbeit mit der Mineralölindustrie festgelegt und in den Betriebsanleitungen empfohlen bzw. vorgeschrieben [1].

Dieselmotor:

Für Dieselmotoren werden heute meist Öle gemäß der Spezifikation MIL-L-2104 B bzw. der API-Klasse CC vorgeschrieben. Vereinzelt werden noch bei sehr günstigen Einsatzbedingungen und anspruchslosem Motortyp oder bei stark verkürzten Ölwechselintervallen Öle der API-Klasse CB empfohlen.

Sehr hochbelastete, vor allem aufgeladene Motoren, verlangen sog. S3-Öle (MIL-L-45199). An deren Stelle treten zunehmend Öle gemäß API-CD (MIL-L-2104 C), die die Caterpillar Spezifikation Superior Lubricants Series 3 einschließt.

Ottomotor:

Durch Wechsel von stop-and-go-Verkehr in der Stadt und forcierter Fahrt auf Stadtautobahnen, durch extremen Kurzstreckenbetrieb und höhere spezifische Belastungen und geringeres Ölvolumen werden die Schmierstoffe für Ottomotoren oft stärker belastet als solche für Dieselmotoren.

Infolge der seit 1965 gesetzlich vorgeschriebenen geschlossenen Kurbelgehäuseentlüftung (die in das Kurbelgehäuse gelangenden blow-

by-Gase werden durch das Luft-Filter, den Vergaser oder das Saugrohr direkt dem Verbrennungsprozeß wieder zugeführt) stiegen die Anforderungen an das Motorenöl. Anstelle der API-Klasse MM wurde API-MS erforderlich. Nach der neuen API-Klassifikation werden heute Öle nach SD bzw. SE vorgeschrieben. Entsprechendes gilt für die API-C-Klassen. Zusätzlich wird oft die Erfüllung firmeneigener Spezifikationen verlangt.

Zweitaktmotor (s. ATH, Bd. 1, S. 1055):

Wankelmotor:

Beim Wankelmotor liegen für die Schmierung der Triebwerksteile Verhältnisse vor wie beim 4-Takt-Motor, bei der Schmierung der Dichtleisten wie beim 2-Takt-Motor. Da die Schmierung der Dichtleisten durch Zugabe von Motorenöl zum Kraftstoff erfolgt, sind Motorenöle mit geringem Aschegehalt günstig.

2 Getriebeöle

21 Hinterachs- und Handschaltgetriebeöle

211 Viskosität von Getriebeschmierstoffen

Die SAE-Viskositätsklassen für Getriebeöle sind in DIN 51512 vom Juni 1977 festgelegt.

Inzwischen hat die SAE in den USA eine neue Viskositätsklassifikation (J 306) aufgelegt. Es ist anzunehmen, daß zu einem späteren Zeitpunkt auch eine Anpassung der bestehenden DIN 51512 erfolgt [17].

Viskositäts-klasse	Max. Temperatur für Viskosität von 150000 cP	Viskosität bei 210 °F	
		Minimum	Maximum
75 W	−40 °F (−40 °C)	4,2 cSt	
80 W	−15 °F (−26 °C)	7,0 cSt	
85 W	+10 °F (−12 °C)	11,0 cSt	
90	–	14,0 cSt	25 cSt
140	–	25,0 cSt	43 cSt
250	–	43,0 cSt	

Wichtigste Änderung ist für die „W"-Öle die Festlegung einer Temperatur, bis zu der eine bestimmte Fließfähigkeit erhalten bleiben muß.

Dies wird gegenüber der bisherigen Einteilung durch die neuen Klassen SAE 75W, 80W und 85W kenntlich gemacht.

212 Belastung von Getriebeölen

Im Vergleich zu den Motorenölen, die vor allem durch die Verbrennungsprodukte belastet werden, sind die Beanspruchungen der Getriebeöle in erster Linie mechanischer Art. An den Flanken der Verzahnungen treten sehr hohe Druckkräfte auf, wobei gleichzeitig nicht nur ein Abrollen, sondern auch eine überlagerte Gleitbewegung (besonders bei Hypoidverzahnungen) stattfindet.

Neben hoher Druckaufnahmefestigkeit und Verschleißschutzvermögen sind Alterungsbeständigkeit und geringe Schaumneigung zu verlangen.

Die Belastbarkeit einer Verzahnung ist im wesentlichen von vier Kriterien abhängig (Bild 14).

Die *Zahnbruchgrenze* ist primär nicht durch den Schmierstoff zu beeinflussen.

Die *Pittinggrenze* gibt die Belastung an, von der ab eine Grübchenbildung (Pitting) an den Zahnflanken auftritt. Bis zu einem gewissen Grade kann diese Grenze durch den Schmierstoff beeinflußt werden. Wichtig ist die Pittinggrenze vor allem für ungehärtete Zahnflanken, die aber in Fahrzeuggetrieben nicht mehr verwendet werden.

Die *Verschleißgrenze* ist von Bedeutung für sehr niedrige Umfangsgeschwindigkeiten bei hoher Belastung. Sie kann durch den Schmierstoff beeinflußt werden.

Die *Freßlastgrenze* ist bestimmt durch das Auftreten von Riefen- und Freßzonen an den Zahnflanken.

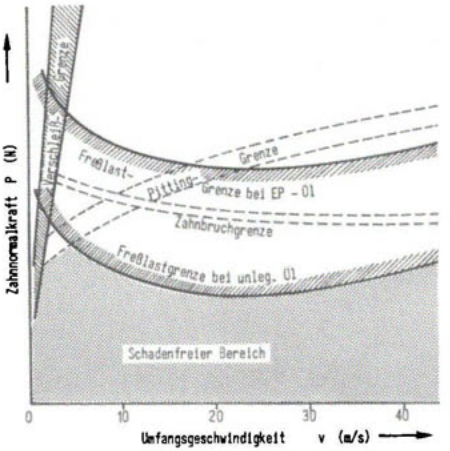


Bild 14. Belastungsgrenzen eines gehärteten Zahnrades in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit

Zahnbruch und Grübchenbildung sind vor allem Ermüdungserscheinungen des Werkstoffes, d. h. neben der Belastung spielt auch die Zahl der Lastwechsel eine Rolle. Eine kurzfristige Überlastung bleibt meist ohne Folgen. Ein Überschreiten der Freß-Grenzlast dagegen führt sofort zu Freßerscheinungen und kann damit einen Getriebeschaden zur Folge haben. Die Freßgrenzlast ist deshalb das wichtigste Kriterium für die Belastbarkeit von gehärteten Verzahnungen.

Die Freßgrenzlast kann durch geeignete Zusätze zum Schmierstoff außerordentlich gesteigert werden. Eine Beurteilung der Freßgrenzbelastbarkeit eines Öles ermöglicht u. a. der FZG-Test (s. ATH, Bd. 1, S. 1070), der inzwischen als DIN 51354 genormt wurde [3, 6, 21, 28, 31].

213 Getriebeölklassifikation

Vom American Petroleum Institute (API) wurde im Mai 1969 eine Klassifikation für Getriebeöle eingeführt. Für die verschiedenen Getriebeöltypen werden nur die Anwendungsfälle und die Einsatzarten beschrieben. Bestimmte Tests werden nicht direkt spezifiziert.

API-GL-1:

Kennzeichnet die Anwendungsfälle in Automobilachsen mit Schrägverzahnung und Schneckentrieben sowie in einigen handgeschalteten Getrieben, die unter so milden Bedingungen hinsichtlich der Drücke und Gleitgeschwindigkeiten arbeiten, daß unlegiertes Mineralöl für den Einsatz vollkommen ausreichend ist. Oxydations- und Rostinhibitoren, Antischaummittel und Stockpunktverbesserer können zugesetzt werden, um die Eigenschaften des Schmiermittels zu verbessern. EP-Additive oder Zusätze, die das Reibverhalten ändern, sind nicht erforderlich. Dieser Öltyp ist in Fahrzeugen nur bedingt einsetzbar und hat keine große praktische Bedeutung.

API-GL-2:

Kennzeichnet die Anwendungsfälle in Automobilachsen mit Schneckengetrieben, die auf Grund der Betriebsbedingungen hinsichtlich Last, Temperatur und Gleitgeschwindigkeit nicht mehr mit Ölen nach API-GL-1 ausreichend versorgt werden können.

API-GL-3:

Kennzeichnet die Anwendungsfälle in handgeschalteten Getrieben und schrägverzahnten Achsantrieben, die unter mittelschweren Bedingungen hinsichtlich Geschwindigkeit und Belastung arbeiten. Diese Betriebsbedingungen erfordern ein Schmiermittel mit einem höheren Lasttragevermögen als für API-GL-1 notwendig ist, das aber noch unter den Anforderungen für Öle nach API-GL-4 liegt.

API-GL-4:

Kennzeichnet die Anwendungsfälle in Getrieben, insbesondere in Hypoid-Getrieben von Personenwagen und anderen Fahrzeugtypen, die unter hoher Drehzahl/niedrigem Drehmoment und niedriger Drehzahl/hohem Drehmoment arbeiten.

API-GL-5:

Kennzeichnet die Anwendungsfälle in Getrieben, insbesondere in Hypoid-Getrieben in Personenwagen und anderen Fahrzeugtypen, die unter hoher Drehzahl/Schock-Belastung, hoher Drehzahl/niedrigem Drehmoment und niedriger Drehzahl/hohem Drehmoment betrieben werden.

API-GL-6:

Kennzeichnet die Anwendungsfälle in Getrieben, speziell in Hypoid-Getrieben mit hohem Achsversatz (Achsversatz über 50 mm und etwa 25% des Tellerrad-Durchmessers), in Personenwagen und anderen Fahrzeugtypen, die unter hoher Drehzahl und hohen Leistungsbedingungen betrieben werden.

Sperrdifferentiale haben normalerweise spezielle Schmierstoff-Anforderungen, für die gesonderte Vereinbarungen mit den Schmierstoffherstellern zu treffen sind [1].

22 Schmiermittel für automatische Getriebe

221 Anforderungen

In automatischen Getrieben wird das Fluidöl von verschiedenen Funktionselementen beansprucht. Die wichtigsten sind der hydraulische Wandler, Planetengetriebe mit Lamellenkupplungen und Bandbremsen zum Gangwechsel sowie eine abhängig von Geschwindigkeit und Belastung gesteuerte Schaltautomatik. Entsprechend vielseitig sind auch die Anforderungen an ein „Automatic Transmission Fluid" (ATF).

Viskosität:

Das Getriebe muß auch bei tiefsten Temperaturen schaltbar sein. Die Schaltzeiten sollen bei tiefen und hohen Temperaturen möglichst gleich sein. Gleichbleibender Wandlerwirkungsgrad bei allen auftretenden Temperaturen und hohe Belastbarkeit von Verzahnungen und Lagern auch bei hohen Temperaturen werden gefordert.

Diese Bedingungen erfüllt ein Öl mit einem möglichst hohem Viskositätsindex. Die ATF-Öle liegen im allgemeinen in der SAE-Klasse 75/80.

Thermische Stabilität:

In automatischen Getrieben können besonders bei Anhängerbetrieb Temperaturen bis etwa 150°C auftreten. Durch Zusatz von Oxida-

tions-Inhibitoren und Metalldeaktivatoren wird eine Ölalterung und damit Lack- und Schlammbildung verzögert.

Ablagerungen:

Abriebteilchen und Alterungsprodukte können die sehr empfindliche Schaltautomatik behindern, wenn sie sich in den Bohrungen und an den Ventilen absetzen. Ferner kann durch Ablagerung dieser Produkte auf den Kupplungslamellen und Bremsbändern der Reibwert und damit das Schaltverhalten negativ beeinflußt werden.

Detergents/Dispersants halten diese Verunreinigungen in der Schwebe.

Schaumbildung:

Antischaumzusätze sind schon in außerordentlich geringen Mengen wirksam. Sie verhindern eine Schaumbildung, die die Funktion des Getriebes stören könnte.

Materialverträglichkeit:

Auch nach langem Betrieb darf die Oberfläche der Getriebeteile weder korrodieren noch dürfen die eingebauten Dichtungen angegriffen werden.

Reibverhalten:

Zum Wechseln der Gänge werden in einem automatischen Getriebe Kupplungen und Bremsbänder betätigt, deren Reibverhalten durch das Öl beeinflußt wird.

Bei der Festlegung der Reibwertcharakteristik der ATF-Öle haben die Firmen General Motors und Ford zwei entgegengesetzte Forderungen entwickelt, die den unterschiedlichen Konstruktionen und Werkstoffen entsprechen:

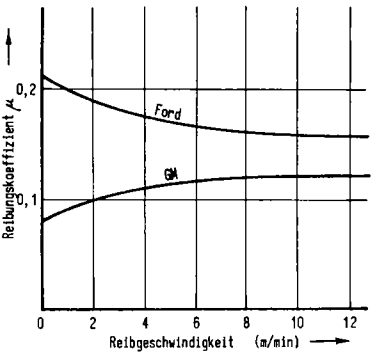


Bild 15. Reibwertkurven für Öle verschiedener Spezifikationen bei einem bestimmten Belagmaterial

Um ein sicheres Greifen der Kupplungen zu erreichen, verlangt Ford einen höheren statischen und einen niedrigeren dynamischen Reibwert (Bild 15). General Motors dagegen benötigt für eine „weiche" Schaltcharakteristik einen geringen statischen Reibwert.

Durch Zusatz von Reibwertveränderern (Friction-Modifier) läßt sich dieses ungewöhnliche Reibverhalten erreichen [5, 10, 15, 19].

222 ATF-Spezifikationen

Drei Spezifikationen bestimmen den internationalen Markt. Sie kommen von Herstellern aus den USA. Es sind die beiden General-Motors-Spezifikationen Automatic Transmission Fluid Type A Suffix A und Dexron und die Ford-Spezifikation M2C-33 F. Von General Motors wurde die derzeit gebräuchliche Dexron-Spezifikation im Sommer 1973 durch die Spezifikation Dexron II erweitert. Öle dieser Spezifikation sind in Europa noch nicht auf dem Markt. Das gleiche gilt für die ebenfalls im Sommer 1973 veröffentlichte Ford-Spezifikation M2C-33 G, die in Europa unter der Spezifikation SQM-M2C-9007 AA eingeführt werden soll.

Automatic Transmission Fluid Type A, Suffix A:

Diese General Motors-Spezifikation stammt aus dem Jahre 1957 und ist eine Überarbeitung der ersten Spezifikation für automatische Getriebeöle, die von General Motors 1949 unter der Bezeichnung Automatic Transmission Fluid Type A herausgebracht wurde. Als Leistungsnachweis müssen diese Öle enggefaßte physikalische und chemische Eigenschaften aufweisen sowie bei einem unabhängigen Institut genau festgelegte Prüfläufe absolvieren.

Sie erhalten dann als Qualifikationsnachweis eine sog. ATF-AQ-Nummer, die auf dem Gebinde verzeichnet ist und dem Verbraucher garantiert, daß das Produkt die Anforderungen der Spezifikation erfüllt.

General Motors Dexron:

Diese General Motors-Spezifikation wurde 1967 eingeführt. Sie ist eine Weiterentwicklung gegenüber den GM-Spezifikation Type A, Suffix A. Das Öl muß nicht nur spezielle Anforderungen bezüglich Korrosionsverhalten gegenüber bestimmten Materialien und der Lebensdauererwartung der Kupplungsplatten erfüllen, sondern auch eine höhere Oxydationsstabilität aufweisen, um längere Ölwechselintervalle sogar unter verschärften Betriebsbedingungen zulassen zu können.

Für diese Fluids von Type A, Series B, wurde von GM ein Lizenzverfahren eingeführt, das mit der Verpflichtung verbunden ist, im Sortennamen die Bezeichnung Dexron® zu führen. Die von den Mineralölfirmen GM vorgestellten Fluids werden durch eine fünfstellige B-Nr., z. B. B 11499, freigegeben. Fluids dieser Ausrichtung werden heute von GM, Chrysler, Opel, DB, BMW, VW u. a. verwendet.

Ford M2C 33E/F:

1959 wurde die erste Ford-Spezifikation für Automatic Transmission Fluids, die M2C 33 C/D, veröffentlicht. Sie galt nur für die Werksbefüllung. Im Jahre 1964 wurde diese Spezifikation in einigen Punkten überarbeitet.

Die Ford-Spezifikation unterscheidet sich von der General Motors-Spezifikation Type A, Suffix A, hauptsächlich durch folgende Anforderungen:

1. eine tiefere gemessene Viskosität bei 0 °F (−17,8 °C),
2. einen Hochtemperatur-Oxydationstest bei 300 °F (149 °C), gegenüber dem GM-Test bei 275 °F (135 °C),
3. einen Test für das Antiverschleißverhalten des Öles,
4. unterschiedliches Reibverhalten.

Wie GM hat auch Ford 1967 verschärfte Anforderungen für ATF's für Werksbefüllung und Nachfüllung gestellt. Diese neue Spezifikation hat die Bezeichnung M2C 33 E/F. Besonderer Wert wurde auf die Hochtemperaturoxydationsstabilität, ein besseres Antiverschleißverhalten und die Beibehaltung der Reibwertcharakteristik auch nach längerem Gebrauch gelegt.

Approvals für diese Fluids werden ausschließlich durch Ford USA erteilt.

Wegen der unterschiedlichen Reibwertcharakteristiken (s. 221) muß darauf geachtet werden, daß das richtige Fluid in ein automatisches Getriebe gefüllt wird. Schaltschwierigkeiten (harte Stöße) bzw. Durchrutschen der Kupplungen (dabei können so hohe Reibtemperaturen auftreten, daß die Kupplungsbeläge verbrennen) können bei einer Falschbefüllung die Folge sein.

Die Ölwechselintervalle bei automatischen Getrieben sind sehr unterschiedlich, Sie reichen von 15000 bis 50000 km. Einige Getriebearten haben auch eine „for life"-Füllung. In diesem Fall muß ATF-Öl nur nachgefüllt werden [1].

3 Synthetische Schmierstoffe

Die stetig steigenden Anforderungen an die chemischen und physikalischen Eigenschaften von Schmierölen lassen es sinnvoll erscheinen, für spezielle Anwendungen die Mineralölbasis der heutigen Schmieröle ganz oder teilweise durch synthetische Öle zu ersetzen.

Synthetische Schmierstoffe können hinsichtlich bestimmter Eigenschaften den Mineralölen überlegen sein. Andere ungünstige Eigenschaften jedoch und nicht zuletzt auch der hohe Preis stehen dem universellen Einsatz von reinen synthetischen Ölen entgegen.

Einzelne voll- oder teilsynthetische Ölsorten konnten ihren festen Platz unter den Schmierölen durch zahlreiche Leistungstests erwerben.

Viskositäts-Temperatur-Verhalten:
Ein sehr gutes Solventraffinat hat im allgemeinen höchstens einen Viskositäts-Index von etwa 100. Da Mehrbereichsöle aber einen VI_E bis zu 200 (z. B. SAE 10W−50) erfordern, muß dem Mineralöl ein VI-Verbesserer zugegeben werden (s. ATH, Bd. 1, S. 1048, 1051). Verschiedene synthetische Öle haben aber einen so hohen natürlichen VI, daß bei einer Mischung mit einem Mineralöl die Zugabe eines VI-Verbesserers vermindert werden kann.

Kältefließverhalten:
Einige Syntheseöle haben einen sehr niedrigen Stockpunkt (bzw. Pourpoint). Durch Zumischen zu einem Mineralöl läßt sich dessen Kältefließverhalten so verbessern, daß das Öl auch bei extremer Kälte eingesetzt werden kann.

Verdampfungsverluste:
Verschiedene Syntheseöle haben trotz niedriger Viskosität nur geringe Verdampfungsverluste. Da bei einem hochviskosen Mineralöl die Verdampfungsverluste ebenfalls unproblematisch sind, läßt sich der Ölverbrauch infolge der Verdampfung bei einer Mischung dieser beiden Öle deutlich niedriger halten als bei einem reinen Mineralöl gleicher Viskosität [8, 20, 27, 30].

Tabelle 10: Eigenschaften einiger Syntheseöle im Vergleich zu einem Mineralöl

+ gut ○ brauchbar − ungünstig	Viskositätsindex	Pour Point	Verdampfungsverlust	Hochtemperaturverhalten	Oxidationsresistenz	Hydrolysenbeständigkeit	Lastaufnahmevermögen	Dichtungsverträglichkeit	Mineralölmischbarkeit
Solventraffinat	○	−	○	○	○	+	○	+	+
Hydrokracköl	+	○	+	○	○	+	○	+	+
Polyolefin	+	+	+	+	+	+	○	+	+
Dicarbonsäureester	+	+	+	+	+	○	○	−	+
Phosphatester	−	○	+	−	○	−	+	−	−
Polyglyoläther	+	+	+	+	○	○	+	○	−

Die vorstehende Tabelle 10 gibt für einige spezielle synthetische Öle die Vor- und Nachteile wichtiger physikalischer und chemischer Eigenschaften im Vergleich mit einem konventionellen Solventraffinat auf Mineralölbasis an.

Weder Mineralöle noch synthetische Öle können allen Ansprüchen gerecht werden. Für spezielle Bedingungen, bei denen bestimmte Eigenschaften von besonderer Bedeutung sind, eröffnen synthetische Schmierstoffe aber neue Möglichkeiten. Die Eigenschaften der Öle können durch Zugabe von verschiedenen Additiven mitunter noch erheblich verändert werden. Die klassischen Legierungen der Mineralöle können dabei aber nicht einfach übernommen werden. Vielfach sind völlig neue Formulierungen erforderlich.

Die *Hydrocrack-Öle,* vielfach auch Superraffinate genannt, sind genau genommen keine synthetischen Öle, obgleich sie meist dazu gezählt werden. Sie werden hergestellt durch katalytisches Cracken, Isomerisieren und Hydrieren von mineralischen Grundölen. Dadurch kann besonders das Viskositäts-Temperatur- und das Kälte-Verhalten verbessert werden.

Polyolefine lassen sich aus Olefinen durch unterschiedliche Polymerisation in verschiedenen Viskositäten herstellen. Sie ähneln im Aufbau den Hydrocrackölen.

Ester entstehen durch Kondensation von Alkoholen und organischen Säuren. Als Schmierstoffe haben vor allem verschiedene Di-Ester Bedeutung gewonnen. Einem guten VT-Verhalten und einer guten Kältebeständigkeit stehen häufig Probleme mit Dichtungsmaterialien und eine gewisse Hydrolyse-Anfälligkeit gegenüber.

Phosphat-Ester sind schwer entflammbar und zeichnen sich durch eine gute Schmierfähigkeit aus. Besonders ungünstig aber ist das VT-Verhalten. Sie sind im allgemeinen nicht mit Mineralölen mischbar. Perbunandichtungen quellen stark auf.

Polyglykol-Äther eignen sich trotz mancher anderer guter Eigenschaften nicht für den normalen Einsatz in Fahrzeug-Motoren oder -Getrieben, da sie mit mineralischen Ölen nicht mischbar sind. Sie finden aber z.B. Verwendung in Bremsflüssigkeiten.

Literatur

[1] Reinhardt, G., Aral Ölfibel, ARAL AG, 7. Aufl. Bochum 1975.
[2] Aral Verkehrstaschenbuch 1976/77. ARAL AG, Bochum 1976.
[3] Bartz, W., Das Getriebeöl als Funktionselement. Mineralöltechnik 7–8 (1971), S. 1–37.
[4] Bischoff, G., Die Überwindung der Energiekrise. EBF Beratungs- u. Forschungsges. für Energiefragen mbH, Essen 1974.
[5] Bley, W., Anforderungen an Öle für autom. Getriebe und deren Prüfung. Erdöl u. Kohle. Erdgas-Petrochemie 22 (1969), S. 205–207.
[6] Brandt, G., Neuere Entwicklungen auf dem Gebiet der Kraftfahrzeug-Getriebeöle. Mineralöltechnik 1 (1972), S. 1–21.
[7] DIN-Taschenbuch, Mineralöl- und Brennstoffnormen, Nr. 20, Nr. 32, Nr. 57, Nr. 58 (1976)
[8] Elliott, J. S., Synthetic Crankcase Lubricants. Technical Report (1973).

[9] Esso Research, Oil and Gas Journal. Prof. Busch, Prof. Schulten, VW-Forschung (1974).
[10] Flis, K. J., ATF-Getriebeöle, bisherige Entwicklung und Anforderungen in der Zukunft. Mineralöltechnik Nr. 1 (1973), S. 1–28.
[11] Giere, H. H., Otto-Kraftstoffe in Vergangenheit und Zukunft. Mineralöltechnik Nr. 9 (1972), S. 1–15.
[12] Gondermann, H., Die Auswirkung der Bleireduzierung auf Raffinerietechnik und Kraftstoffqualität. Oel-Zeitschrift für die Mineralölwirtschaft 10 (1971), S. 292–296.
[13] Hammerich, Th., Gesetzmäßiges im Verhalten der Klopfbremsen Erdöl u. Kohle. Erdgas-Petrochemie 20 (1967), S. 488–499.
[14] Hilberath, F., Herstellung, Handhabung und Verfügbarkeit von Methanol. Vertrag Forschungsvereinigung Verbrennungsmaschinen e. V., Frankfurt 24. 4. 1974.
[15] Lilie, R. H., Automatic Transmission Fluid in der Vergangenheit, Gegenwart und Zukunft. Erdöl u. Kohle. Erdgas-Petrochemie, 21 (1968), S. 11–17.
[16] Löhner, K., Müller, H., Gemischbildung und Verbrennung im Ottomotor. H. List, Verbrennungskraftmaschine 6, Wien 1967.
[17] Getriebeöl Viskositäten. Lubrizol-Nachrichten (März 1973).
[18] MWV Aus der Sprache des Öls – Mineralöl im Energiemarkt der Zukunft. Mineralölwirtschaftsverband E. V., Hamburg 1974.
[19] Mobil Oil Automatic Transmission Fluids. Öl-Zeitschrift für die Mineralölwirtschaft, (1968), S. 186–193.
[20] Möller, U. J., Grenzen u. Möglichkeiten für Syntheseöle und konventionelle Öle. Erdöl u. Kohle. Erdgas-Petrochemie, 23 (1970), S. 667–673.
[21] Niemann, G., Rettig, H., Eigenschaften von Schmierstoffen für Zahnräder Erdöl u. Kohle. Erdgas-Petrochemie, 19 (1966), S. 809–817.
[22] Octel World-wide Survey of Motor Gasoline Quality The Associated Octel Company Ltd., London 1977.
[23] OECD Oil-Statistics, Paris Petroleum Press Service, London
[24] Pischinger, F., Methanol als Treibstoff für Verbrennungsmotoren Vortrag Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V., Frankfurt 24. 4. 1974.
[25] Rossenbeck, M., Erkenntnisse über Vergaservereisung und ihre Verhütung. ATZ 64 (1962), S. 317–325.
[26] Ruf, H., Wie entsteht der moderne, klopffeste Automobilkraftstoff. Mineralöltechnik 4–5 (1967), S. 1–29.
[27] Rumpf, K., Teilsynthetische Hochleistungsmotorenöle. Erdöl u. Kohle. Erdgas-Petrochemie, 23 (1970), S. 736–741, S. 818–822.
[28] Seitzinger, K., Grundsätzliche Aussagen des FZG-A/8,3//90-Tests. Sonderdruck aus „Schmiertechnik u. Tribologie". Mitteilungen aus der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau, ST 6/71 TU München (1971).
[29] Starke, K., Kraftstoffbedingte Vergaservereisung und ihre Bestimmung in einer neuen Prüfapparatur. Mineralöltechnik 8 (1972), S. 1–17.
[30] Stech, W., Erfahrungen mit teilsynthetischen Motorenölen. Mineralöltechnik 10 (1972), S. 1–22.
[31] Tross, A., Über die Mechanismen der verschiedenen Zahnradschadensarten. Schmiertechnik und Tribologie, 16 (1969), S. 111–118.

[32] Widmaier, O., Kraftstoff für Otto- und Dieselmotoren. Brennstoff-Chemie 4 (1969), S. 97–105.
[33] Zerbe, C., Mineralöle und verwandte Produkte. Bd. I u. II, 2. Aufl. Berlin 1969.

6 Umweltschutz

6.1 Abgasentgiftung

Winfried Bernhardt, Bodo Block, Herbert Heitland, Walter Hühn, Georg Jungbluth, Holger Menrad

1 Schadstoffemission von Kraftfahrzeugen (Winfried Bernhardt, Herbert Heitland, Walter Hühn, Holger Menrad)
11 Schädliche Komponenten im Abgas von Kraftfahrzeugen
12 Wechselbeziehung zwischen Emission und Immission
13 Wirkung der schädlichen Komponenten des Kraftfahrzeug-Abgases
14 Luftverunreinigung durch Abgase von Kraftfahrzeugen
15 Anteil des Straßenverkehrs an der gesamten Schadstoffemission
16 Verteilung der im Straßenverkehr emittierten Schadstoffmenge auf die Bereiche PKW und LKW u. Busse
17 Gesetzliche Vorschriften und Prüfverfahren
2 Maßnahmen zur Abgasreinigung
21 Ottomotor
211 Motorische Maßnahmen (Herbert Heitland, Holger Menrad, Georg Jungbluth (Rotationskolbenmotor))
212 Abgasnachbehandlung
212.1 Thermische Abgasreinigung (Herbert Heitland, Holger Menrad, Georg Jungbluth (Rotationskolbenmotor))
212.2 Katalytische Abgasreinung (Herbert Heitland, Winfried Bernhardt)
213 Kraftstoffseitige Maßnahmen (Herbert Heitland, Winfried Bernhardt, Holger Menrad)
22 Dieselmotor (Walter Hühn, Bodo Block)
221 Dieselmotorische Verbrennung und Schadstoffbildung
222 Instationäre Betriebszustände und Schadstoffemission
222.1 Beschleunigung und Verzögerung
222.2 Start- und Warmlaufvorgang
223 Verbrennungsverfahren und Schadstoffemission
223.1 Direkteinspritzung
223.2 Kammerverbrennungsverfahren
223.2 Vergleich der Schadstoffemission von Kammermotor und Direkteinspritzer
224 Motorische Maßnahmen zur Schadstoffminderung
224.1 Förderbeginn
224.2 Sonderverfahren der Kraftstoffeinspritzung
224.21 Voreinspritzung
224.22 Hochdruckeinspritzung
224.3 Sacklochvolumen der Einspritzdüse
224.2 Aufladung
224.5 Abgasrückführung
224.6 Wassereinspritzung
224.7 Wartung des Motors
225 Abgasnachbehandlung
226 Kraftstoffseitige Maßnahmen
226.1 Kraftstoffzusätze
226.2 Diesel/Gas-Betrieb
227 Verfahren zur Verbesserung des Start- und Warmlaufverhaltens
3 Alternative Antriebe (Herbert Heitland, Holger Menrad)
31 Schichtladungsmotoren
32 Sonstige Antriebe

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

1 Schadstoffemission von Kraftfahrzeugen

(Winfried Bernhardt, Herbert Heitland, Walter Hühn, Holger Menrad)

Die stoffliche Emission von Kraftfahrzeugen umfaßt Gase, Dämpfe, Aerosole und Feststoffe. Drei Quellen tragen in der Regel zur Gesamtemission an Schadstoffen bei: Es sind dies die Abgase des Antriebsmotors, die Gasverluste aus dem Kurbelgehäuse, die Kraftstoffverdunstung aus dem Kraftstofftank und bei Vergaser-Ottomotoren auch aus dem Vergaser. Den weitaus größten Anteil an der insgesamt emittierten Schadstoffmenge hat das Abgas des Antriebsmotors. Trotzdem wird auch der Gasverlust aus dem Kurbelgehäuse und die Kraftstoffverdunstung aus Tank und Vergaser bei Ottomotoren vom Gesetzgeber in den USA schon weitgehend und in der Bundesrepublik bereits teilweise begrenzt (vgl. Abschn. 17).

11 Schädliche Komponenten im Abgas von Kraftfahrzeugen

Die Energiequelle für den Antriebsmotor von Kraftfahrzeugen, der Kraftstoff, besteht aus einer Vielzahl von Kohlenwasserstoffverbindungen, die nur bei vollkommener Verbrennung die erwünschten Abgaskomponenten Kohlendioxid (CO_2) und Wasser (H_2O) ergeben. Bei realer Verbrennung, die nahezu immer unvollkommen ist, enthält das Abgas darüber hinaus noch Komponenten, die unvollständig verbrannte Verbindungen, Produkte von Crackreaktionen und Produkte von Reaktionen des Sauerstoffes mit dem Stickstoff der Verbrennungsluft sind.

Bei unvollständiger Verbrennung finden sich im Abgas Kohlenmonoxid (CO), partiell oxydierte Kohlenwasserstoffe und unverbrannte Kraftstoffverbindungen.

Produkte von Crackreaktionen, Dehydrierungs- und Polymerisationsvorgängen sind spezifische Kohlenwasserstoffverbindungen (Radikale, Polyzyklen) und Ruß.

Als Produkte der Reaktionen zwischen dem Stickstoff und Sauerstoff der Verbrennungsluft treten Stickstoffoxide (NO_x)[1]) im Abgas auf. Die Stickstoffoxidbildung ist von der Temperatur, dem Druck und der Sauerstoffkonzentration des Verbrennungsgases im Zylinder abhängig und daher nur indirekt eine Folge des Verbrennungsvorganges.

Der im Kraftstoff enthaltene Schwefel wird während der Verbrennung zu Schwefeldioxid oder Schwefeltrioxid oxydiert. Schwefeloxide im Abgas sind daher eine direkte Folge des im Kraftstoff enthaltenen Schwefels.

Auch Additive in Kraft- und Schmierstoffen lassen sich teilweise im Abgas nachweisen (z. B. Bleiverbindungen).

1) Für den Sammelbegriff „Stickstoffoxide", bestehend aus NO, NO_2, N_2O, N_2O_5 wird üblicherweise die Bezeichnung NO_x verwendet.

Wasser ist kein Schadstoff und auch Kohlendioxid ist nicht zu den schädlichen Abgaskomponenten zu rechnen.

Die übrigen, als direkte oder indirekte Folge des Verbrennungsvorganges im Abgas enthaltenen Komponenten sind Schadstoffe, die zum Teil giftig, zum Teil aber auch nur lästig sind (z. B. Geruchsstoffe). Die Konzentration der Schadstoffe im Abgas ist stark vom Verfahren der Gemischbildung und Verbrennung, aber auch vom Betriebszustand, von der Ausrüstung und dem Wartungszustand des Antriebsmotors abhängig [1].

12 Wechselbeziehung zwischen Emission und Immission

Betrachtet man die mit dem Abgas ausgestoßene Schadstoffmenge, gemessen direkt hinter der Auspufföffnung des Kraftfahrzeugs, so spricht man von der Emission. Haben die Abgasschadstoffe den Ort ihrer Entstehung verlassen und sind in die Umgebungsluft übergetreten, dann spricht man von der Immission. Die Immissionskonzentration resultiert in erster Linie aus der Verdünnung durch die horizontale und vertikale Luftbewegung. Reaktionen in der Atmosphäre verändern die Zusammensetzung einiger Stoffe (vgl. Abschn. 14).

Mit Hilfe von Ausbreitungsrechnungen [2, 3] wird versucht, bei bekannter Kraftfahrzeug-Emission und Verkehrsdichte die entsprechenden Immissionswerte zu ermitteln. Umgekehrt werden so für vorgegebene Immissionskonzentrationen die mittleren Emissionen der jeweiligen Kfz-Schadstoffe berechnet, wenn die bestehende Immissionssituation und die Schadstoffemission der übrigen Emittenten bekannt sind.

Die amerikanische Umweltschutzbehörde EPA (Environmental Protection Agency) bediente sich zunächst des *einfachen Rollback-Modells* [4] zur Festlegung von Emissions-Höchstwerten. Dieses Modell setzt voraus, daß in der Luft über einer Talsohle die Konzentration der Emissionsrate des betrachteten Schadstoffes proportional ist. Mit berücksichtigt wird die Hintergrundkonzentration des betreffenden Schadstoffes.

Mit M als MIK-Wert, H als Hintergrundkonzentration, W als Wachstumsfaktor und Q als vorhandener Luftqualität ergibt sich für den Reduktionsgrad R des einfachen Rollback-Modells folgende Formel:

$$R = 1 - \frac{M - H}{W(Q - H)}$$

Von du Pont wurde die Methode der *Immissions-Trendanalyse* [5, 6] entwickelt, die die umstrittene Rollback-Formel [7] ersetzen soll. Für die Trendanalyse werden Immissionswerte der verschiedenen Schadstoffe in verschiedenen Städten über mehrere Jahre benötigt.

In der Zwischenzeit wurde von der EPA eine *modifizierte Rollback-Analyse* [8] vorgelegt, die vor allem berücksichtigt, daß neben dem Kraftfahrzeug noch andere, nicht zu vernachlässigende Emittenten existieren.

13 Wirkung der schädlichen Komponenten des Kraftfahrzeug-Abgases

Die Wirkung der verschiedenen Abgasschadstoffe auf den Menschen ist noch nicht in allen Fällen geklärt, insbesondere kann über die Langzeitwirkung bei der üblicherweise auftretenden Konzentration und die überlagernde Einwirkung unterschiedlicher Schadstoffe noch kaum etwas ausgesagt werden.

Kohlenmonoxid (CO) ist ein farb- und geruchloses, brennbares Gas. Es ist giftig aufgrund seiner festen Bindung an den roten Blutfarbstoff (Hämoglobin), die die Sauerstoffversorgung und den Abtransport des Kohlendioxids aus dem Gewebe behindert. Dabei werden zuerst Organe mit hohem Sauerstoffbedarf geschädigt. CO-Hämoglobingehalte unter 5% bleiben ohne gesundheitliche Folgen. Raucher haben oft wesentlich höhere CO-Konzentrationen im Blut [9, 10]. Bei Aufenthalt in CO-freier Atmosphäre (z. B. Sauerstoffzelt) wird der CO-Gehalt über die Lunge wieder abgebaut.

Stickstoffmonoxid (NO) ist ein farb- und geruchloses Gas, das in Wasser praktisch unlöslich ist. NO wird auch in der Natur durch Bakterien und in Blitzen gebildet und kommt daher selbst in unbewohnten Gebieten vor. NO ist sehr reaktionsfreudig und bildet mit dem Luftsauerstoff NO_2 [11].

Stickstoffdioxid (NO_2) ist ein stechend riechendes, rotbraunes, wasserlösliches, giftiges Gas, das Atmungsorgane reizt und eine Verbindung mit dem roten Blutfarbstoff eingeht. Beim Einatmen von NO_2 in entsprechender Konzentration können Schleimhautschädigungen, Bronchitis und Lungenschädigungen auftreten [12, 13].

Kohlenwasserstoffe (HC = Hydrocarbons) sind gesättigte, ungesättigte, aliphatische, zyklische und aromatische Verbindungen zwischen Kohlenstoff und Wasserstoff. Oft werden auch HC-Verbindungen, die teilweise noch Sauerstoff, Schwefel, Stickstoff, Halogene u. a. Elemente enthalten, zu den Gesamtkohlenwasserstoffen gerechnet. Aus der Fülle der möglichen Verbindungen interessieren hier besonders die im Motorenabgas vorkommenden Stoffe mit physiologischer Wirkung oder mit Beteiligung an Reaktionen in der Atmosphäre [14, 15].

Die *Paraffine* (gesättigte Aliphaten) und Zykloparaffine sind wegen ihrer geringen Reaktionsfreudigkeit kaum toxisch und daher harmlos.

Die *Olefine* (ungesättigte Aliphaten) sind reaktionsfreudig, aber nicht toxisch und spielen vor allem bei der Smogbildung (s. Abschn. 14) eine Rolle.

Partiell oxydierte Kohlenwasserstoffe (Aldehyde, organische Säuren) können neben ihrer Geruchsintensität durch Reizung und Schädigung von Augen, Schleimhäuten und Atmungsorganen toxisch wirken.

Aromaten, besonders Benzol, haben wegen ihrer großen Affinität zu Substanzen des menschlichen Organismus, vor allem bei Aufnahme durch die Lunge stark toxische Wirkung mit kurz- und langfristigen Schädigungen.

Polyzyklen, wie z. B. das Benzo(a)pyren, die auch im Tabakrauch vorkommen, wirken teilweise krebserregend.

Ruß besteht im wesentlichen aus amorphem Kohlenstoff. Die bei hoher Konzentration auftretende Sichtbehinderung wirkt lästig. Da toxische Kohlenwasserstoffe (Aromaten, Polyzyklen) am Ruß angelagert sind und Ruß in seinem Aufbau stark den Polyzyklen ähnelt, wird dieser den gefährlichen Stoffen zugeordnet.

Bleiverbindungen sind aufgrund ihrer Teilchengröße lungengängig und können bei ständiger Aufnahme zu Schädigungen des Organismus führen, u. a. durch Störung der Blutbildung. Die mit dem Motorenabgas emittierten Bleiverbindungen sind sehr schwer löslich, so daß ihre Toxizität nicht so stark ist [16, 17, 23].

14 Luftverunreinigung durch Abgase von Kraftfahrzeugen

Die Luftverunreinigung durch Abgase von Verbrennungsmotoren ist in erster Linie ein Problem in Ballungsgebieten von Industrieländern. Zur hohen Verkehrsdichte, teilweise hervorgerufen durch ungünstige Verkehrsführung, kommt vielerorts, begünstigt durch die vertikale Bebauung, noch ein eingeschränkter Luftaustausch hinzu. Die verlängerte Verweilzeit der Schadstoffe in bodennahen Luftschichten kann hier insbesondere bei starker Sonneneinstrahlung zu bedenklichen Immissionssituationen führen.

Eine derartige extreme Immissionssituation wurde bisher nur in Los Angeles beobachtet. Obwohl nicht vergleichbar mit dem feuchten schwefelsaurem „smog" von London, einem Gemisch aus Staubpartikeln, Rauch (smoke) und Nebel (fog), wovon auch der Name abgeleitet ist, wird auch diese an austauscharmen Sommertagen über bestimmten Teilen Kaliforniens auftretende dichte Dunstglocke als „smog" bezeichnet. Der trockene photochemische Smog von Kalifornien entsteht durch Reaktionen, an denen die Stickstoffoxide und reaktionsfreudigen Kohlenwasserstoffe maßgeblich beteiligt sind und Ozon als Zwischenprodukt entsteht. Es kommt zu einer starken Reizung der Augen und Nasenschleimhäute.

Die Zusammenhänge dieser Smogbildung konnten von Haagen-Smit [18] in den 60iger Jahren aufgedeckt werden. Bild 1 zeigt in einer vereinfachten Darstellung des Reaktionsablaufes im äußeren Ring die enge chemische Wechselbeziehung zwischen den Stickoxiden, der Lichtintensität und dem Ozongehalt in der Atmosphäre. Das aus den verschiedensten Verbrennungsprozessen stammende Stickstoffdioxid NO_2 wird unter der Einwirkung von Sonnenenergie in Stickstoffmonoxid NO und atomaren Sauerstoff O aufgespalten. Der atomare Sauerstoff reagiert mit dem Luftsauerstoff O_2 zu Ozon O_3. Ozon wiederum oxydiert Stickstoffmonoxid zu Stickstoffdioxid auf und schließt damit den Kreislauf.

Die typischen Smogerscheinungen treten auf, wenn, wie im inneren Ring Bild 1 dargestellt, reaktionsfreudige Kohlenwasserstoffe, insbesondere Olefine, hinzukommen. Diese Kohlenwasserstoffe reagieren mit dem Ozon

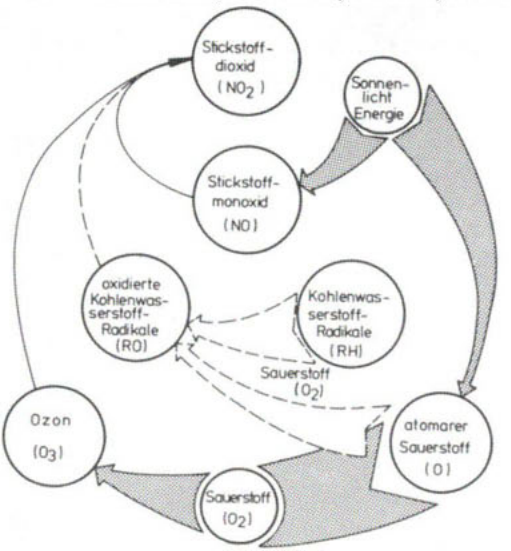


Bild 1. Kreislauf der Smog-Bildung [1]

und dem atomaren Sauerstoff und leiten Radikal-Kettenreaktionen ein, die ihrerseits wieder Ozon und andere Oxydantien bilden, so daß es zu einer Beschleunigung der photochemischen Umsatzreaktionen kommt.

Die Immissionssituation in europäischen Industrieballungsgebieten ist geprägt durch die Schwefeldioxidemission von Industrie- und Hausfeuerungsanlagen für Kohle und schwefelhaltiges Öl. Grundsätzlich ist hier deshalb eher mit einer Smog-Situation ähnlich der von London zu rechnen als mit Verhältnissen wie in Los Angeles. Photochemische Smogbildung in der Atmosphäre ist aber nicht auszuschließen [19].

Tabelle 1: Schadstoffgehalt in der Straßenluft einer belebten Kreuzung in einer Großstadt, gemessen 0,75 m über der Fahrbahn [20]

	CO mg/m³	HC mg/m³	SO_2 mg/m³	NO_2 mg/m³	Blei mg/m³
Konzentration in der Straßenluft	20	20	0,1	0,05	0,005
Max. zulässige Arbeitsplatzkonzentration (MAK-Wert)	55	2000[1])	13	9	0,2
Verdünnung gegenüber MAK-Wert	3	100	130	180	40-fach

1) MAK-Wert von 1966.

Tabelle 1 zeigt die an einer belebten Kreuzung einer europäischen Großstadt gemessenen Schadstoffkonzentrationen in Relation zu den max. zulässigen Konzentrationen der entsprechenden Schadstoffe am Arbeitsplatz (MAK-Werte).

Die Messungen [20] zeigen, daß der Schadstoffgehalt an diesem exponierten Ort noch nicht kritisch ist. Die gegenüber dem MAK-Wert vorhandene Verdünnung ist bei Kohlenmonoxid noch 3fach und bei Bleistaub noch 40fach.

Neuere Immissionsmessungen im Stadtgebiet von Mainz ergeben im Vergleich zu den max. zulässigen Immissionskonzentrationen (MIK-Werte) für die Komponente CO die in Tabelle 2 angegebenen Relationen [21].

Tabelle 2: CO-Konzentrationen in der Straßenluft im Vergleich zu den max. Immissionskonzentrationen [21]

	CO-Gehalt ppm	MIK-Wert ppm
Jahresmittelwert	8 . . . 18	10 (Mittelwert über 1 Jahr)
Tagesmittelwert (werktags)	3 . . . 10	10 (Mittelwert über 24 Std.)
$^1/_2$-Stundenmittelwert (maximal)	35 . . . 40	50 (Mittelwert über $^1/_2$ Std.)

In der Fußgängerzone des Mainzer Zentrums wurden CO-Immissionswerte von 2–6 ppm im Tagesmittel gemessen. Während die allgemeine Immissionssituation den Gehalt an Schwefeloxiden als kritisch ausweist [23], kommt in der Straßenluft der Gehalt an Kohlenmonoxid an den zulässigen Grenzwert heran.

Bei der Festlegung von Grenzwerten für Schadstoffemissionen von Kraftfahrzeugen sollten Analysen über die lufthygienische Wichtigkeit und die Kosten-Nutzen-Situation zugrunde gelegt werden, um unnötige Belastungen der Volkswirtschaft zu vermeiden [22].

15 Anteil des Straßenverkehrs an der gesamten Schadstoffemission

Einen Überblick über die Schadstoffemissionen aller Emittenten im Raum Köln–Dormagen (etwa 520 km²) gibt das sog. Emissionskataster Köln [23]. Für einen Teilabschnitt dieses Gebietes zeigt Tabelle 3 eine Gegenüberstellung der Emittentengruppen Kfz-Verkehr, Industrie und Hausbrand + Kleingewerbe.

Der größte Anteil an der Gesamtemission entfällt auf die CO-Emission. Der Kfz-Verkehr ist hieran mit 49% am stärksten beteiligt. Die Stickstoffoxid-Emission wird etwa zu 10% vom Kfz-Verkehr verursacht. An den übrigen Schadstoffemissionen ist der Kfz-Verkehr nur zu einem geringen Teil beteiligt.

Tabelle 3: Emissionen der Quellengruppen Industrie, Kfz.-Verkehr, Hausbrand und Kleingewerbe im Raum Köln [23]

	Kohlenmonoxid		Schwefeloxide		Stickstoffoxide		Organische Gase u. Dämpfe		Staub	
	t/a	%	t/a	%	t/a	%	t/a	%	t/a	%
Hausbrand und Kleingewerbe	40571	45,3	6827	17,3	1634	7,8	3341	11,4	2845	53,9
Kfz.-Verkehr	44023	49,2	208	0,5	2185	10,4	1674	5,7	151	2,9
Industrie	4905	5,5	32450	82,2	17154	81,8	24382	82,9	2282	43,2
Summe	89499	100,0	39485	100,0	20973	100,0	29397	100,0	5278	100,0

Tabelle 4: Verteilung der im Straßenverkehr der BRD freigesetzten Schadstoffmengen [24]

	Kohlenmonoxid		Stickstoffoxide		Kohlenwasserstoffe		Schwefeldioxid		Feststoffe	
	10^3 t/a	%	10^3 t/a	%	10^3 t/a	%	10^3 t/a	%	10^3 t/a	%
PKW (Ottomotoren)	4325	95	692	66	519	87	10,5	12	35	52
LKW + Busse (Dieselmotoren)	237	5	352	34	79	13	79	88	32	48

Tabelle 5: Mittlere Schadstoffbildung der Otto- und Dieselmotoren [24]

	Kohlenmonoxid g/kg Brennst.	Stickstoffoxide g/kg Brennst.	Kohlenwasserstoffe g/kg Brennst.	Schwefeldioxid g/kg Brennst.	Feststoffe g/kg Brennst.
Ottomotor	250	40	30	0,6	2
Dieselmotor	30	45	10	10	4

16 Verteilung der im Straßenverkehr emittierten Schadstoffmenge auf die Bereiche PKW und LKW plus Busse

Für 1975 ist nach [24] zu erwarten, daß die in Tabelle 4 angegebenen Schadstoffmengen im Straßenverkehr der Bundesrepublik Deutschland von PKW bzw. LKW und Bussen freigesetzt werden. Danach ist die CO-Emission zu 95%, die NO_x-Emission zu 66% und die HC-Emission zu 87% dem PKW-Verkehr zuzuschreiben. Die SO_2-Emission dagegen geht fast vollständig zu Lasten der LKW und Busse, die weitgehend mit Dieselmotoren ausgerüstet, Kraftstoff mit relativ hohem Schwefelgehalt verarbeiten. Die Feststoffemission, das ist die Emission der im Abgas enthaltenen Partikel, verteilt sich etwa zu gleichen Teilen auf die Bereiche PKW und LKW + Busse. Die im Abgas vorhandenen Partikel enthalten beim Ottomotor Bleiverbindungen und im Fall des Dieselmotors im wesentlichen Ruß.

Die in Tabelle 4 angegebene Verteilung der Schadstoffemissionen auf die Bereiche PKW und LKW + Busse beinhaltet außer den Unterschieden des Antriebsmotors auch die Unterschiede in der Verkehrsdichte und im Fahrverhalten.

Durchschnittswerte für die Schadstoffbildung pro kg Brennstoff sind für Ottomotoren und Dieselmotoren in Tabelle 5 gegenübergestellt. Die Werte für die Dieselmotoren sind bezogen auf den California-13-Stufen-Test und die Werte für die Ottomotoren auf den heute nicht mehr benutzten California Test-Zyklus für PKW [29] (s. Abschn. 17). Ein Vergleich ist wegen der unterschiedlichen Testzyklen problematisch, er zeigt aber grob, daß der Ottomotor bezogen auf den Kraftstoffverbrauch mehr Kohlenmonoxid und mehr Kohlenwasserstoffe emittiert. Beim Dieselmotor überwiegt dagegen die Bildung an SO_2 und Feststoffen. Die Stickstoffoxidmenge der beiden Motorarten unterscheidet sich kaum.

17 Gesetzliche Vorschriften und Prüfverfahren

Die Gesetzespolitik zur Begrenzung der Schadstoffemission von Kraftfahrzeugen hat 1961 mit der Bestimmung einer geschlossenen Kurbelgehäuseentlüftung und 1966 mit der Limitierung der HC- und CO-Emission für PKW in Kalifornien begonnen und wird zwischenzeitlich weltweit praktiziert. Basis für die Festlegung von Emissionsgrenzwerten sind Testzyklen und Prüfverfahren, die in etwa die durchschnittliche Fahrweise des Kraftfahrzeuges repräsentieren und auch das spezifische Emissionsverhalten des Antriebsmotors berücksichtigen. Entsprechend der durchschnittlichen Fahrweise werden in der Regel PKW und LKW unterschiedlichen Testzyklen bzw. Prüfverfahren unterworfen.

Europa:

In Europa wurden EG-Richtlinien erarbeitet. Den Mitgliedsstaaten der Europäischen Gemeinschaft wurde auferlegt, sich bei bestehenden und vor allem zu erlassenden Abgasbestimmungen diesen Richtlinien anzuschließen.

Kraftfahrzeuge mit Ottomotor:

Die ECE (Economic Commission of Europe)-Regelung 15 [25] gilt für Kraftfahrzeuge mit Ottomotoren bis 3,5 t zulässiges Gesamtgewicht. Es sind drei Prüfungstypen für die Schadstoffemission festgelegt:

Mit der Typ-I-Prüfung wird die Abgasemission auf der Basis des Europa-Fahrzyklus, der eine Stadtfahrt simuliert, ermittelt. Seit Oktober 1971 gilt dabei eine Begrenzung der HC- und CO-Emissionen. Die zulässigen Werte wurden ab Oktober 1975 auf die in Tabelle 6 aufgeführten Grenzwerte reduziert. Diese Daten sind für die Typzulassung eines neuen Fahrzeuges maßgebend.

Tabelle 6: Emissionsgrenzwert für Europa-Test (ab Oktober 1975)

Fahrzeugmasse	*Äquivalente Schwungmasse*	*Kohlenmonoxid*	*Kohlenwasserstoffe* (als n-Hexan)
in kg	in kg	in g pro Test	in g pro Test
750	680	80	6,8
750 ... 850	800	87	7,1
850 ... 1020	910	94	7,4
1020 ... 1250	1130	107	8,0
1250 ... 1470	1360	122	8,6
1470 ... 1700	1590	125	9,2
1700 ... 1930	1810	149	9,7
1930 ... 2150	2040	162	10,3
2150	2270	176	10,9

Die Typprüfung II ist eine CO-Emissionsmessung im Leerlauf. Ab Oktober 1970 ist der CO-Gehalt im Leerlauf auf 4,5 Vol.-% begrenzt.

Die Kurbelgehäuseemission wird mit Hilfe der Typ-III-Prüfung ermittelt. Sie ist seit Oktober 1970 auf 0,15% des Kraftstoffverbrauches nach einem bestimmten Prüfverfahren festgelegt.

In der Bundesrepublik Deutschland sind die Kfz-Schadstoffemissionen in § 47 der Straßenverkehrs-Zulassungsordnung (StVZO) festgelegt. Diese Vorschriften decken sich mit denen der EG-Richtlinie. Seit 1969 gelten die Typ-II- und Typ-III-Prüfungen, während die Typ-I-Prüfung seit Oktober 1971 vorgeschrieben ist. Erwähnenswert ist außerdem, daß von den Abgasprüfstellen zusätzlich die Stickstoffoxidemission (NO_x) im Sammelbeutel entsprechend der Typ-I-Prüfung ermittelt wird, um Grenzwerte und eine eventuell notwendige Änderung des Meßverfahrens festzulegen.

Während die Bestimmungen für die Kraftfahrzeugemissionen HC, CO und NO_x wenigstens innerhalb der EG einheitlich sind, können Blei- bzw. Feststoffemissionen wegen der unterschiedlichen Regelungen in den einzelnen Ländern bezüglich des Bleigehaltes im Kraftstoff nicht einheitlich geregelt werden.

Kraftfahrzeuge mit Dieselmotor:

Die ECE-Regelung 24 [26] gilt für Kraftfahrzeuge mit Dieselmotoren. Sie dient zur Prüfung der Abgastrübung auf dem Motorprüfstand zum einen bei Vollast des Motors in einem Drehzahlbereich von Nenndrehzahl bis 45% der Nenndrehzahl und zum anderen bei freier Beschleunigung. Bewertungsgröße ist der Lichtabsorptionskoeffizient, ermittelt aus der Abgastrübung.

Der Grenzwert des Lichtabsorptionskoeffizienten ist in Abhängigkeit vom theoretischen Luftdurchsatz des Motors festgelegt. Die Werte sind in Bild 2 angegeben. Zum Vergleich ist in Bild 3 die Korrelation zwischen dem Lichtabsorptionskoeffizienten, der Abgastrübung und dem Rußgehalt, basierend auf der Umrechnung nach der Motor-Industry-Research-Association (MIRA) [27], dargestellt.

Der Meßwert der Prüfung bei freier Beschleunigung des Motors wird am Fahrzeug angegeben, damit eine Kontrolle auf der Straße möglich ist.

In der Bundesrepublik Deutschland ist die ECE-Regelung 24 als Vorschrift zur Begrenzung der Emissionen von luftverunreinigenden Stoffen für Kraftfahrzeuge mit Dieselmotoren eingeführt und als Anlage XV in die Straßenverkehrs-Zulassungsordnung (StVZO) aufgenommen.

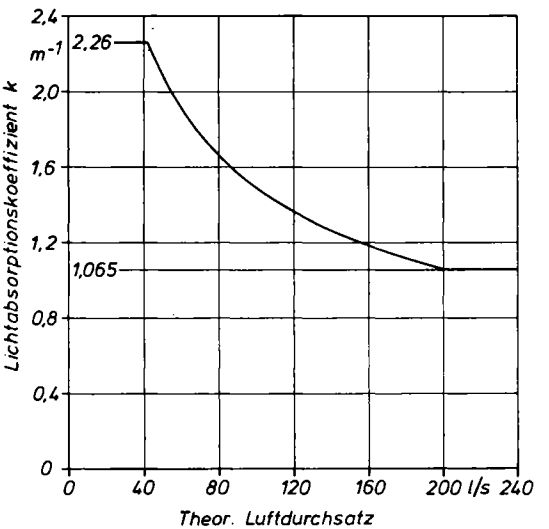


Bild 2. Grenzwert für den Lichtabsorptionskoeffizienten in Abhängigkeit vom theoretischen Luftdurchsatz des Motors [26]

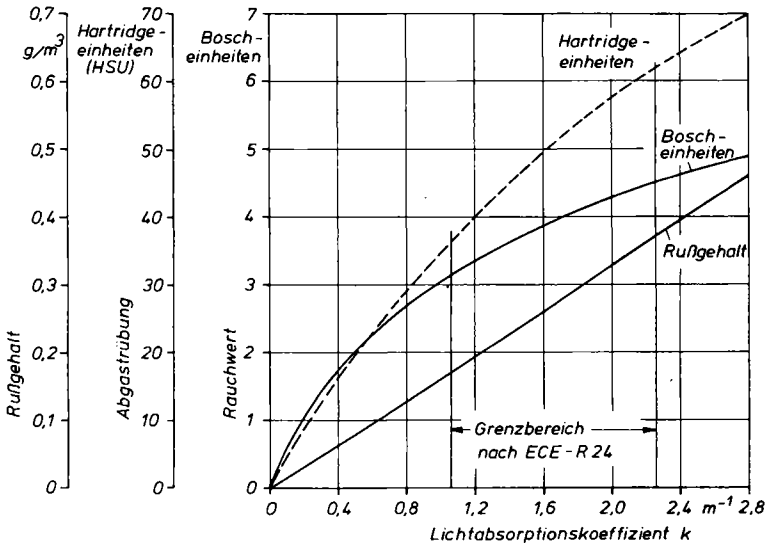


Bild 3. Korrelation zwischen dem Lichtabsorptionkoeffizienten der Abgastrübung und dem Rußgehalt des Abgases [27]

Die Emission gasförmiger Schadstoffe ist für Kraftfahrzeuge mit Dieselmotoren in Europa bisher nicht begrenzt.

USA:
Als erstes Land erließ der US-Staat Kalifornien Grenzwerte für die Schadstoffemission von Kraftfahrzeugen. Die übrigen US-Staaten folgten später.

Leichte Kraftfahrzeuge (passenger cars and light-duty trucks):
Grundlage für die Begrenzung der Schadstoffemission von PKW und Leicht-LKW mit einem zulässigen Gesamtgewicht bis 6000 lbs (2,7 t) und Fahrzeugen zur Beförderung von max. 12 Personen ist das CVS-Testverfahren [28][1]).

Nach diesem Testverfahren werden die HC-, CO- und NO_x-Emission begrenzt. Die zulässigen Werte sind in Tabelle 7 (gültig für 1976) angegeben. Ab 1982 sollen gelten: HC = 0,41 g/US-Meile, CO = 3,4 g/US-Meile und NO_x = 0,4 g/US-Meile.

Schwere Kraftfahrzeuge (heavy-duty trucks):
Während bei den leichten Kraftfahrzeugen das Fahrzeug geprüft wird, d. h. der Test auf einem Rollenprüfstand gefahren werden muß, wird

Tabelle 7: Emissionsgrenzwerte für CVS-Test[1]) (1976)

	HC	CO in g/US-Meile	NO_x
PKW (passenger car)			
USA (außer Kalifornien)	1,5	15	3,1
Kalifornien	0,9	9	2,0
LKW (light-duty trucks)			
USA (außer Kalifornien)	2,0	20	3,1
Kalifornien	0,9	17	2,0

1) CVS = Constant Volume Sampling.

bei den schweren Kraftfahrzeugen mit einem zulässigen Gesamtgewicht über 6000 lbs (2,7 t) der Motor geprüft, d. h. der Test auf dem Motorprüfstand gefahren. Basis für die Begrenzung der gasförmigen Schadstoffe ist bei den Ottomotoren ein 9-Stufen-Zyklus und bei Dieselmotoren ein 13-Stufen-Zyklus [30].

Für 1976 gelten folgende Grenzwerte[2]*):*

USA

(außer Kalifornien) $NO_2 + HC = 16$ g/HPh und $CO = 40$ g/HPh
Kalifornien $NO_2 + HC = 10$ g/HPh und $CO = 30$ g/HPh

Basis für die Begrenzung der Rußemission von Dieselmotoren ist der US Federal Smoke Cycle [30].

Folgende Werte sind zulässig (Stand 1976):

Während der Beschleunigungsphasen	20% Trübung
Während der Drehzahldrückung bei Vollast	15% Trübung
und als Spitzenwert	50% Trübung

(Näheres über die Meß- und Prüfverfahren der einzelnen Abgastests s. Abschn. 7, „Versuchs- und Meßtechnik".)

Literatur

[1] May, H., Plaßmann, E., Abgasemission von Kraftfahrzeugen in Großstädten und industriellen Ballungsgebieten, Köln 1973.

2) HPh = US-PS.h.

[2] Fortak, H., Anwendungsmöglichkeiten von mathematisch-meteorologischen Diffusionsmodellen zur Lösung von Fragen der Luftreinhaltung. Herausgegeben vom Ministerium für Arbeit, Gesundheit und Soziales des Landes NRW (1972).
[3] Mahoney, J. R., Bericht über Modelle zur Vorhersage von Luftverunreinigungen, OECD Studie, (1971).
[4] Barth, D. S., Federal Motor Vehicle Emission Goals for CO, HC and NO_x Based on Desired Air Quality Levels, J. Air Poll. Cont. Assoc. 20 (1970), S. 519/3.
[5] Pierrard, J. M., Snee, R. D., Zelson, J., A New Approach to Setting Vehicle Emission Standards. APCA-Paper No. 73–75, vorgetragen auf dem 66. Jahrestreffen der Air Poll. Cont. Assoc., Chicago, Illinois 1973.
[6] Relationship between Automotive Emissions and Ambient Air Quality Levels. E. I. du Pont de Nemours a. Company, Petroleum Laboratory, Wilmington, Delaware 19898, 1973.
[7] Jensen, D., From Air Quality Criteria to Control Legislation. Vorgetragen auf dem jährlichen Meeting der SAE, Detroit, Michigan, 1971.
[8] De Nevers, N. H., Morris, J. R., Rollback Modelling – Basic and Modified. APCA-Paper No. 73–139. Vorgetragen auf dem 66. Jahrestreffen der Air Poll. Cont. Assoc., Chicago, Illinois, 1973.
[9] Air Quality Criteria for Carbon Monoxid. National Air Poll. Cont. Administration Publication AD-62 (1973).
[10] Heuss, J. M., Nebel, G. J., Colucci, J. M., National Air Quality Standards for Automotive Pollutants. A Critical Review. J. Air Poll. Cont. Assoc. 21 (1971), S. 535/548.
[11] Bernhard, W., Kinetics of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines. Paper C 149/71 presented at the Conference on Air Poll. Cont. in Transport Engines. Inst. Mech. Engrs., Solihull, England, 1971.
[12] Air Quality Criteria for Nitrogen Oxides. Air Poll. Cont. Assoc. Publication AP-84 (1971).
[13] Brockhaus, A., Stickoxide. Medizinisches Institut für Lufthygiene und Silikoseforschung. Jahresbericht 1970. Düsseldorf 1971.
[14] Air Quality Criteria of Hydrocarbons. Air Poll. Cont. Assoc. Administration Publication AP-64 (1970).
[15] Fodor, G. G., Schädliche Dämpfe. Die Gefährdung des Berufs- und Alltagslebens durch Kohlenwasserstoffe. Düsseldorf 1972.
[16] Rossenbeck, M., Kraftstoffwandel im Zeichen des Umweltschutzes. ATZ 73 (1971), S. 415–421.
[17] Gesundheitsgefahren durch Blei, Sonderdruck aus VDI-Nachrichten Nr. 45 (1972).
[18] Haagen-Smit, A. J., Fox, M. M., Ozone Formation in Photochemical Oxidation of Organic Substances. Ind. Eng. Chem. 48 (1956), S. 1484–1487.
[19] Birkle, D., Immissionsmessungen von O_3 zur Erfassung photochemischer Umsetzungen in bodennahen Luftschichten. Staub-Reinhaltung der Luft 35 (1975), S. 41–45.
[20] Shell Autobuch, Das Handbuch für den Autofahrer, S. 352. Frankfurt, Berlin, Wien 1969.
[21] Immissionssituation durch den Kraftfahrzeugverkehr in der Bundesrepublik Deutschland. Band 42 der Schriftenreihe des Vereins für Wasser-, Boden- und Lufthygiene, S. 197–219, Stuttgart 1974.

[22] Heitland, H., Menrad, H., Zielkonflikt Umweltschutz und Wirtschaftlichkeit, Kosten-Nutzen-Überlegungen zur Abgasreinigung. Automobilindustrie 3 1975, S. 89–97.
[23] Emissionskataster Köln. Herausgegeben vom Ministerium für Arbeit, Gesundheit und Soziales des Landes NRW, Düsseldorf 1972.
[24] Materialien zum Umweltprogramm der Bundesregierung. Herausgegeben vom Bundesminister des Innern, Deutscher Bundestag, 6 Wahlperiode, zu Drucksache VI/2710 (1971), IXc Umweltfreundliche Technik. Straßenverkehr, S. 468–482.
[25] Regelung 15 der Economic Commission of Europe, Bundesgesetzblatt Nr. 62 vom 26. 06. 1970.
[26] Regelung 24 der Economic Commission of Europe. Bundesgesetzblatt Nr. 45 vom 29. 08. 1973.
[27] Dodd, A. E., Reed, L. E., The Relationship between Subjective Assessment and Objective Measurement of Exhaust Smoke from Diesel Engined Road Vehicles. MIRA-Report 5 (1961).
[28] Control of Air Pollution from New Motor Vehicle Engines. Federal Register Vol 37, No 221., Title 40 Part 85 und laufende Ergänzungen (1972).
[29] Control of Air Pollution from New Motor Vehicles and New Motor Vehicle Engines Standards for Exhaust Emissions, Fuel Evaporative Emissions and Smoke Emissions Applicable to 1970 and later Vehicles and Engines. Herausgegeben vom Dept. of Health, Education and Welfare der USA (1968).
[30] Control of Air Pollution from New Motor Vehicles and New Motor Engines, Federal Register Vol 40, Nr. 126. Title 40, Part 85 (1975).

2 Maßnahmen zur Abgasreinigung

21 Ottomotor

211 Motorische Maßnahmen

Herbert Heitland, Holger Menrad, Georg Jungbluth (Rotationskolbenmotor)

a) Zum Entstehen einzelner Schadstoffkomponenten:

Kohlenwasserstoff (HC)[3])

Aus der unvollständigen Umsetzung des Kohlenstoffs stammen unverbrannte und teiloxidierte Kohlenwasserstoffe. Hierfür gibt es eine Reihe von Ursachen:

- Sauerstoffmangel bei fettem Motorbetrieb,
- Einfrieren der Verbrennung in den Randzonen des Brennraumes,

1) HC = Hydrocarbons. Oft wird auch CH (C = Kohlenstoff und H = Wasserstoff) gebraucht.

- Verlöschen der Flamme in konstruktiv bedingten Spalträumen des Brennraumes,
- Unsichere oder schwankende Zündung und Verbrennung (Zündgrenze bei hoher Luftzahl).

Kohlenmonoxid (CO)

Bei der Verbrennung unter Luftmangel entsteht Kohlenmonoxid (CO), die entstehende Menge ist vorwiegend nur vom Kraftstoff-Luftverhältnis und dem Luftdurchsatz abhängig.

Stickstoffoxide (NO_x)

Stickstoffoxide entstehen während der motorischen Verbrennung bei Anwesenheit von freiem Sauerstoff. Verbrennungstemperatur und -dauer sind für die Menge des entstehenden Stickstoffoxids maßgebend. Diese Bedingungen werden dann besonders kritisch, wenn der Motor mit hohem Drehmoment und günstigem Kraftstoffverbrauch betrieben wird.

Deshalb stellen nahezu alle Maßnahmen zu einer erfolgreichen Bekämpfung der Stickstoffoxidentstehung im Motor wie z. B. Spätzündung, Abgasrückführung, Herabsetzung der Verdichtung, Anfetten des Kraftstoff/Luftgemisches eine Herabsetzung der Wirtschaftlichkeit dar.

Schadstoffe, abhängig von den Betriebsbedingungen

Ein stationär aufgenommenes Motorkennfeld (Bild 4) zeigt im Prinzip die Gebiete, wo höhere Konzentrationen der einzelnen Schadstoffkomponenten auftreten.

Bei niedriger Last und Drehzahl, auch im Leerlauf, sind höhere CO- und HC-Werte aus dem mit Rücksicht auf das Laufverhalten des Motors angefetteten Gemisch und dem niedrigeren Temperaturniveau zu erwarten.

Während bei mäßiger und mittlerer Teillast günstige Emissionswerte erreicht werden, steigt der CO-Gehalt bei hoher Last deutlich trotz höheren Temperaturniveaus an, weil höchste Motorlast mit reichem Gemisch erreicht wird.

Stickstoffoxide treten hauptsächlich bei hoher Leistung, d. h. großer Last und zunehmender Drehzahl, auf.

Die bekannten Abgastestverfahren beschränken sich meist auf Gebiete kleiner bis mittlerer Leistung, entsprechend den Fahrzuständen in den Ballungszentren der Städte.

Neben dem hier durch das Kennfeld des Motors dargestellten stationären Verhalten des Motors ist im praktischen Fahrbetrieb das instationäre Verhalten wesentlich.

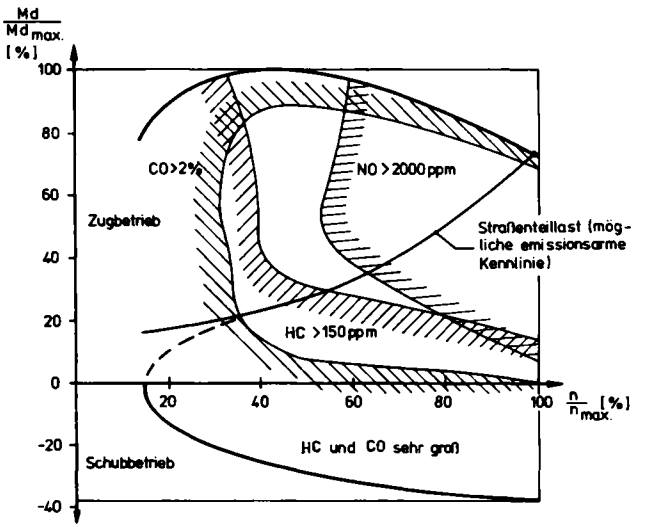


Bild 4. Gebiete mit hohem Anteil der einzelnen Schadstoffkomponenten im Drehzahl – Last – Kennfeld eines Ottomotors

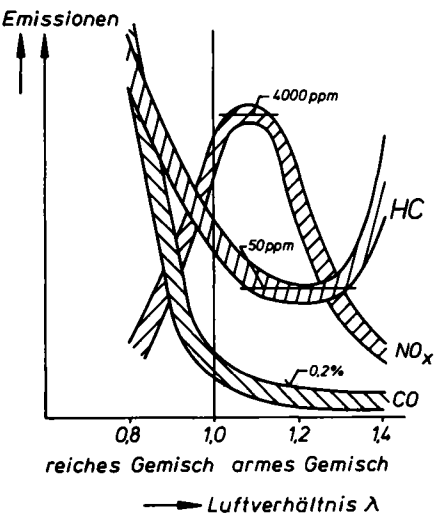


Bild 5. CO, HC und NO_x-Emissionen abhängig vom Luftverhältnis

b) Kraftstoff-Luft-Verhältnis:

Die Konzentration der Abgasschadstoffe hängt zunächst vom Kraftstoff-Luft-Verhältnis ab. Armes Gemisch erbringt niedrige HC- und CO-Werte, aber in dem üblicherweise möglichen Betriebsbereich steigende NO_x-Werte (Bild 5).

Eine weitere Verarmung des Kraftstoff/Luftgemisches über den hier angegebenen Bereich hinaus stößt z. Z. noch auf erhebliche verfahrensmäßige Schwierigkeiten, die Kohlenwasserstoffemission steigt wieder an, da ein stark verarmtes Gemisch nur schwer gezündet und verbrannt werden kann.

c) Gemischbildung:

Von der Gemischbildungseinrichtung werden erwartet:

- Exakte Zumessung des Kraftstoffes zur angesaugten Luftmenge, d. h. Einhalten des für den jeweiligen Betriebszustand notwendigen Kraftstoff-Luft-Verhältnisses in engen Toleranzen, sowohl bei stationärem als auch instationärem Betrieb,
- Möglichst weitgehende Aufbereitung des zugeführten Kraftstoffes und homogene Durchmischung mit der Verbrennungsluft,
- Gleichmäßige Zuteilung eines für alle Zylinder gleichwertigen Gemisches,
- Anpassen des Gemisches an die Erfordernisse bei Start und Warmlauf des Motors,
- Bereitstellen von Steuerinformationen für andere Aggregate.

Über Einspritzanlagen und Vergaser wird im einzelnen an anderer Stelle berichtet[1]).

Die Güte des vom Zylinder angesaugten Kraftstoff-Luft-Gemisches entsprechend den obengenannten Zielvorstellungen wird sehr stark von der Gestaltung des Saugrohres mitbestimmt. Da mageres Kraftstoff-Luft-Gemisch günstige Emissionswerte liefert, aber gleichzeitig eine enge Begrenzung der zulässigen Toleranzen erfordert, ist die gleichmäßige Zuteilung auf alle Zylinder wichtig. Hinter der Gemischbildungseinrichtung folgt in der Verbrennungsluft nur ein Teil des Kraftstoffes dampfförmig oder in Tröpfchen verschiedener Größe, der Rest ist flüssig an der Saugrohrwand niedergeschlagen. Der Anteil dieser drei Phasen wird durch den Saugrohrunterdruck stark beeinflußt. Besonders wichtig ist somit die Gestaltung des Saugrohres bei Vergasermotoren, die berücksichtigen muß, daß in allen Last- und Drehzahlbereichen jeder Zylinder ein möglichst gleichförmiges Kraftstoff-Luft-Gemisch erhält, einschließlich einer gleichmäßigen Auftei-

1) Dr. Großmann: 1.61 Vergaser; Dr. Straubel: 1.62 Mechanisch gesteuerte Einspritzpumpe; Dr. Knapp: 1.63 Kraftstoffeinspritzung beim Ottomotor; Dr. Neu: 1.83 Zündanlage; Dr. Bäumler: 1.96 Geräte für die Zuführung von Sekundärluft und Abgasrückführventile.

lung von flüssigem, tröpfchenförmigem und dampfförmigem Kraftstoff. Zur Aufbereitung des Kraftstoff-Luft-Gemisches empfehlen sich am Saugrohr folgende Maßnahmen:

- Strömungstechnische Gestaltung unter Berücksichtigung des Verhaltens der drei Phasen,
- Wärmezufuhr zum Luftfilter und an geeigneter Stelle im Saugrohr. Die gezielte Zuführung von Wärme aus dem Auspuff- oder Kühlwassersystem muß die erhebliche Wärmemenge zur Verdampfung wenigstens eines Teils des Kraftstoffes an geeigneten Stellen zur Verfügung stellen. Wichtig ist, daß diese Anwärmeeinrichtungen nach dem Start des Motors möglichst rasch betriebsbereit sind, um langandauernde zusätzliche Gemischanreicherung in der Anwärmphase vermeiden zu können,
- Kleine Saugrohrquerschnitte, die bereits bei mäßigen Motorleistungen hohe Luftgeschwindigkeiten erreichen.

Da diese Maßnahmen das Ladungsgewicht senken, beschränken sie die erreichbare Höchstleistung. Hier muß durch entsprechende Steuerungsmaßnahmen Abhilfe geschaffen werden.

Bei hoher Drehzahl und Leistung kann ein größerer Flüssigkeitsanteil des Kraftstoffs durchaus erwünscht sein, um Innenkühlung im Brennraum zu erreichen. Dadurch kann steigende Leistung und/oder verminderte NO_x-Bildung erwartet werden.

Neue Möglichkeiten werden durch eine Regelung des Kraftstoff-Luftverhältnisses anstelle der bisherigen Steuerung erwartet.

Der im Abgasstrom sitzende Regelfühler beeinflußt die Abgaszusammensetzung entweder durch direkten Eingriff in das Gemischbildungssystem, so z. B. die Einspritzzeit bei elektronischen Einspritzanlagen, oder durch Luftzugabe ins Saug- oder Abgassystem. Damit ist eine weitgehende Einengung vielfältiger Toleranzen möglich, da somit auch das Toleranzband der Motoren selbst und mögliche Veränderungen während der Laufzeit ausgeglichen werden. Es wird ein Abgasstrom nahezu konstanter Zusammensetzung erreicht, was auch für Abgasreinigungsanlagen von großer Wichtigkeit ist [5, 19].

Vielversprechend ist daneben eine weitere Entwicklung, die anstelle der bisher bei Ottomotoren ausschließlich verwendeten Drossel- eine Gemischsteuerung vorsieht. Angewendet auf entsprechende Motorbauarten, z. B. funkengezündete Vorkammermotoren lassen sich beträchtliche Schadstoffsenkungen bei Kohlenwasserstoffen und Stickstoffoxiden durch extrem mageren Motorbetrieb erreichen.

d) Kurbelgehäuseentlüftung:

Um den Ausstoß der Kurbelgehäusegase (hohe HC-Konzentration) zu vermeiden, wurde allgemein die geschlossene Kurbelgehäuseentlüftung mit Rückführung ins Saugsystem eingeführt.

e) Brennraum:

Hub-Bohrungsverhältnis

Bei kleiner Zylinderbohrung relativ zum Kolbenhub wird ein günstiges Oberflächen-Volumenverhältnis des Brennraumes möglich, was sich günstig auf HC, weniger günstig auf NO auswirkt. Bild 6 zeigt den Einfluß verschiedener Hub-Bohrungs-Verhältnisse [15].

Bei Wankelmotoren mit 500 cm^3 Kammervolumen liegt das Oberflächen-Volumen-Verhältnis bei etwa 5 cm^{-1}, also günstig im Hinblick auf NO, ungünstig auf HC.

Verdichtung

Mit steigender Verdichtung nehmen im allgemeinen HC-Emissionen zu, da anteilig mehr Spalträume entstehen und die sinkende Auspufftemperatur eine Nachreaktion erschwert. Die zunehmende Dichte des Gemisches in den Quetschzonen, ungünstigeres Oberflächen-Volumen-Verhältnis, geringerer Restanteil im Zylinder und niedrigere Abgastemperatur führen zu schlechterem HC- und NO-Verhalten. Bei mage-

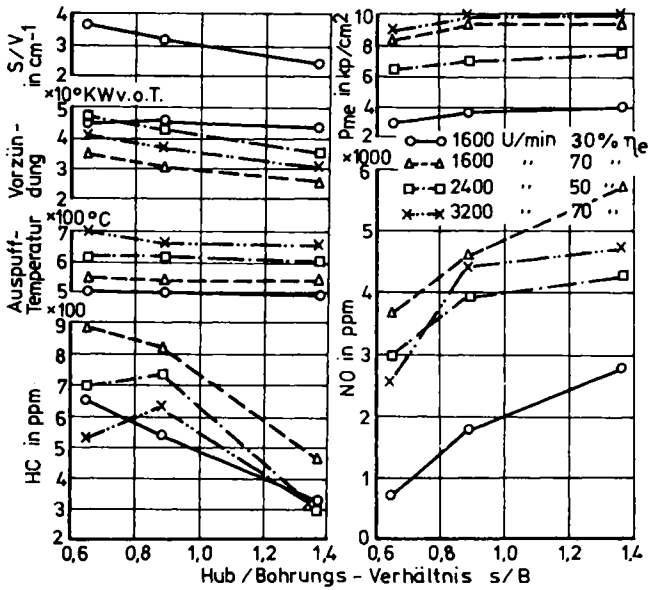


Bild 6. Einfluß des Hub- Bohrungsverhältnisses auf den mittleren Nutzdruck und die Abgas-Emissionen für vier Drehzahlen mit zugehörigen Liefergraden [15] Vorzündung optimal für max. Drehmoment, Luftzahl $\lambda = 1$, S/V = Brennraum − Oberfläche/Volumen

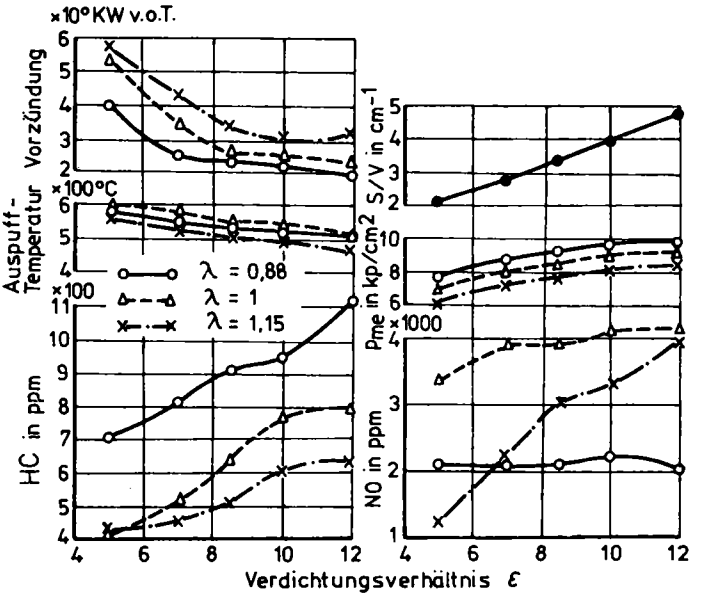


Bild 7. Einfluß der Verdichtung auf den mittleren Nutzdruck und die Abgas-Emission für n = 1600 min^{-1} η_e = 70% und drei Luftzahlen λ [15] Vorzündung und S/V wie Bild 6

rem Betrieb bewirkt die mit zunehmender Verdichtung steigende Verbrennungstemperatur einen deutlich steigenden NO-Anteil. Bei Teillast ist nur geringer Einfluß auf die NO-Bildung zu erkennen. Bild 7 zeigt den Einfluß der Verdichtung, gemessen an einem Einzylinder-Forschungsmotor [15].

Brennraumform

Maßgebend für die Reaktionsfreudigkeit ist die sichere und intensive Durchmischung des Kraftstoff-Luft-Gemisches, um gute Zünd- und Verbrennungsbedingungen zu schaffen. Damit wird die zyklische Streuung der einzelnen Zündungen verringert, der Motor läßt sich mit magerem Gemisch betriebssicher betreiben, die Grenzschichtdicke an den Wänden wird verringert. Ein gutes Brennverfahren ermöglicht die Anwendung höherer Restgasanteile, um durch Senkung der Verbrennungstemperatur die NO-Bildung zu vermindern. Als sehr wirkungsvoll hat sich die Verbrennungsverbesserung durch Turbulenz erwiesen. Hierfür gibt es zwei Möglichkeiten:

1. Drallerzeugung im Saugsystem durch entsprechende Kanalausbildung, Leitbleche oder Schirmventile. Dieser während des Einlaßtaktes erzeugte

Effekt nimmt mit der Zeit ab, er erweist sich somit bei niedrigen Drehzahlen von geringerer Wirksamkeit auf die Verbrennung.

2. Erzeugung von Ladungsbewegung bei Verdichtung und Verbrennung durch entsprechende Formgebung des Brennraums. Dieses Verfahren ist besonders günstig bei kleiner Last und Drehzahl. Wichtig ist die Optimierung der geometrischen Form des Brennraumes, um zu hohe HC-Bildung aus den zwangsläufig entstehenden Quetschflächen zu vermeiden.

Beim Wankelmotor wird eine Zwangsströmung im Bereich des oberen Totpunktes erzeugt, die durch Lage und Form der Kolbenmulde in weiten Grenzen zu beeinflussen ist. Inwieweit sie zur Verbesserung der Abgasemission ausgenützt werden kann, muß die weitere Entwicklung zeigen.

Bei der Gestaltung des Brennraumes empfiehlt es sich weiterhin, die Dicke der Quetschzonen so zu gestalten, daß mit Hilfe der Turbulenz Austauschbewegungen in der Grenzschicht möglich sind. Enge Quetschzonen sollten nicht in der Nähe der Zündkerzen sein, sondern dort, wo sie erst später bei größerem Kolbenabstand von der Verbrennung erreicht werden.

Ein wesentlicher Teil der HC-Emissionen bildenden Quetschflächen wird durch Feuerstegspiel und -höhe, Ringspiel des oberen Kolbenringes gebildet. Erhöhte Wandtemperatur des Verbrennungsraumes wirkt sich in verringerter HC-Bildung aus (Bild 8), während die NO-Bildung ungünstig beeinflußt wird [18].

Bild 9 zeigt Versuchsergebnisse mit und ohne Drallerzeuger im Einlaßkanal, bei sonst gleichen motorischen Verhältnissen. Eine deutliche Steige-

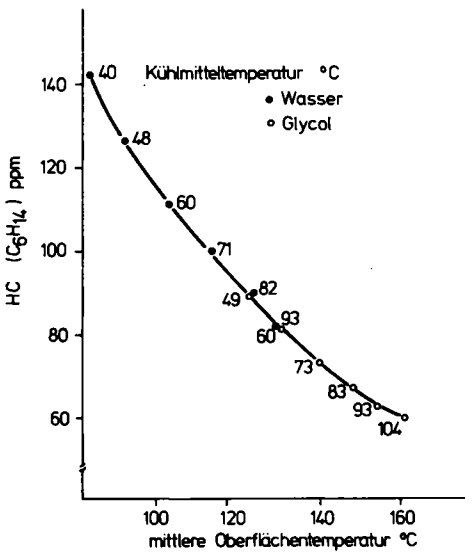


Bild 8. HC-Konzentration als Funktion der Brennraumtemperatur (Teillast) [18]

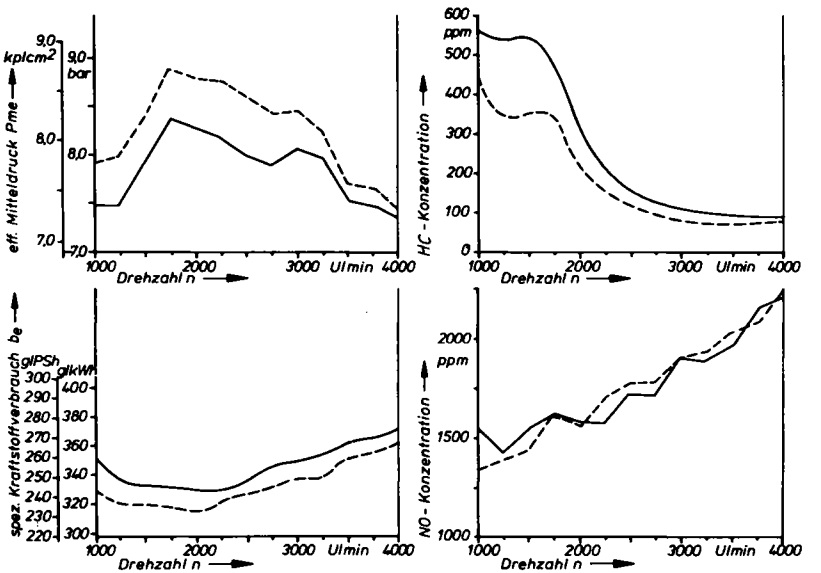


Bild 9. Einfluß von Ladungsbewegung (Drall) und Drehzahl auf Mitteldruck p_{me}, Verbrauch be, HC- und NO-Emission

rung des Mitteldrucks und damit der Leistung, günstigerer Verbrauch sowie geringere Kohlenwasserstoffemissionen sind durch Drall erreicht worden, die schnellere Verbrennung durch intensivere Ladungsbewegung wirkt sich außerdem in geringerem Vorzündungsbedarf aus, was höhere Verdichtung ermöglicht [4, 8].

f) Zündung:

Zündzeitpunkt

Die mit späterem Zündzeitpunkt erreichte höhere Abgastemperatur ermöglicht eine Nachreaktion von HC im Abgassystem, die geringere Spitzentemperatur während der Verbrennung senkt die NO-Emissionen. Bild 10 zeigt die Wirkung des Zündzeitpunktes in einem Teillastbetriebspunkt. Bild 11 zeigt den allgemeinen Einfluß des Zündzeitpunktes. Die Verlegung des Zündzeitpunktes in Richtung „spät" bewirkt allerdings auch eine deutliche Verbrauchserhöhung. Bild 12 zeigt den Einfluß des Zündzeitpunktes auf den Kraftstoffverbrauch bei Leerlauf. Bei Leerlauf und kleiner Last ist der Einfluß des Zündzeitpunktes auf den Verbrauch besonders drastisch. Bei magerem Gemisch nimmt der Einfluß des Zündzeitpunktes auf die NO-Emissionen zu.

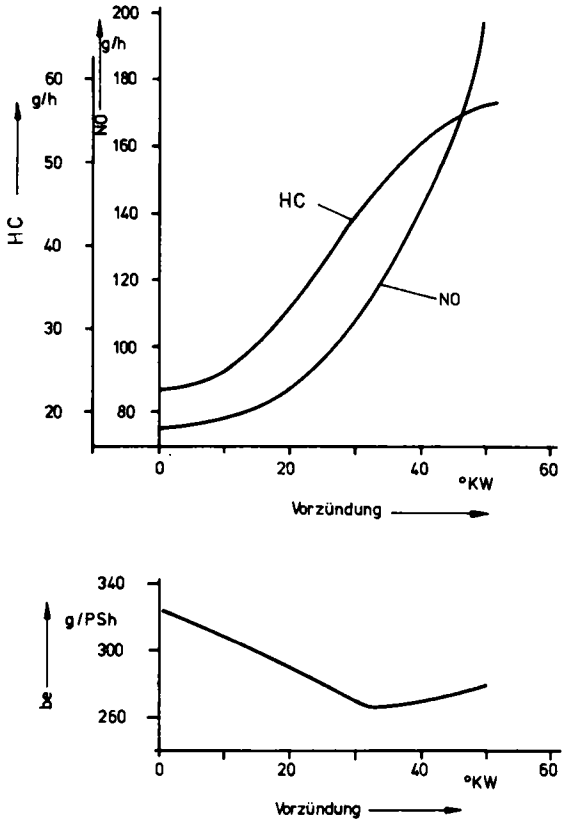


Bild 10. Einfluß der Vorzündung auf HC- und NO-Emissionen und spezifischen Verbrauch be bei stationären Motorbetrieb

Als vorteilhaft erweist sich die vorübergehende Zurücknahme des Zündzeitpunktes in der Anwärmphase nach dem Start zum schnellen Aufheizen von Abgasreinigungsanlagen.

Alle Zündungsmaßnahmen werden in ihrer Auswirkung auf das Emissionsverhalten besonders deutlich bei magerem Gemisch und niedrigem Druck.

Elektrodenabstand

Eine Vergrößerung ermöglicht, sofort größere Gemischmengen zu zünden und so schnellere Flammenausbreitung zu erreichen. Der Einfluß auf das Emissionsverhalten ist gering (Bild 11).

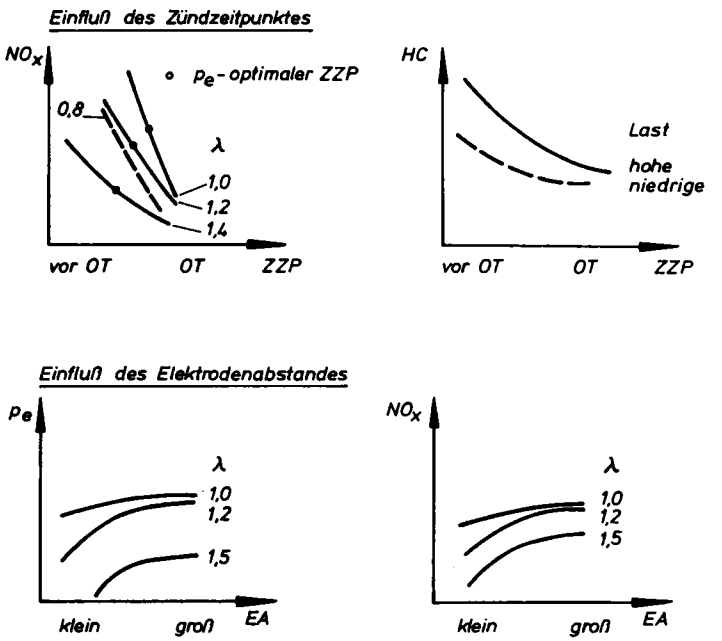


Bild 11. Einfluß des Zündzeitpunktes auf NO_x- und HC-Emissionen, des Elektrodenabstandes auf mittleren Nutzdruck und NO_x-Emission [10, 11]

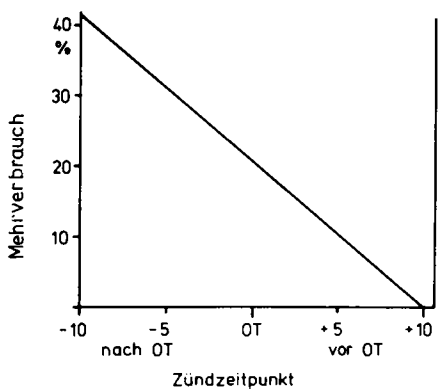


Bild 12. Mehrverbrauch in % durch Spätzündung – Leerlaufantrieb bei konstanter Drehzahl

Funkendauer und Funkenenergie

Die mit Erhöhung beider Werte erreichte Zündungssicherheit stellt geringere Anforderungen an die Gemischqualität, was zu einer Erweiterung der Betriebsgrenzen führt.

Diese Maßnahmen erweisen sich besonders günstig für geringe HC-Werte bei sehr magerem Gemisch. Ein dadurch mögliches Verschieben der Betriebsgrenzen in Richtung größerer Luftzahlen senkt auch die NO-Werte. Die Anwendungsmöglichkeit längerer Funkendauer ist bei höheren Drehzahlen durch ihren geringen Zeitanteil beschränkt. Der Einfluß von Funkendauer und -energie ist deutlicher als der des Elektroden-Abstands. Auf Bild 13 ist schematisch der Einfluß der Funkendauer auf HC-Emissionen und Mitteldruck abhängig von Mischungsverhältnis und Zündzeitpunkt dargestellt [10, 11].

Funkendauer und -energie lassen sich vorteilhaft mit modernen Zündanlagen auf der Basis elektronischer Bauteile an den Motor anpassen.

Doppelzündung

Mehrere Zündkerzen im Brennraum führen zu schnellerer und sicherer Verbrennung. Damit ist Leistungssteigerung mit stärkerer NO-Bildung

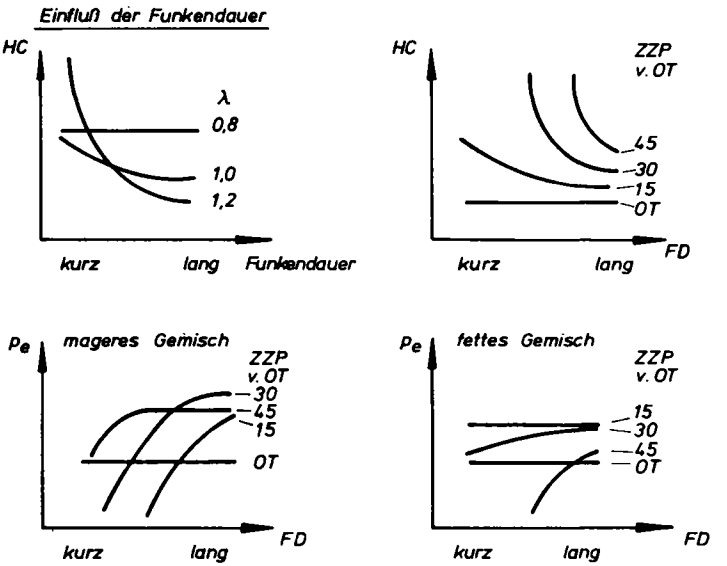


Bild 13. Einfluß der Zündfunkendauer auf HC-Emissionen und mittleren Nutzdruck p_{me} in Abhängigkeit von Mischungsverhältnis λ und Zündzeitpunkt (ZZP) [10,11]

erreicht, bezogen auf gleiche Leistung ist eine HC- und NO-Senkung zu erwarten.

g) *Einfluß der Ventil-Steuerung:*
Die Wahl der Steuerzeiten, der dadurch bedingten Ventil-Überschneidung und die Lage der Ventil-Überschneidung relativ zum OT haben neben ihren bekannten Einflüssen, wie z. B. Leistung, Verbrauch, Laufverhalten, auch deutliche Auswirkungen auf die Abgas-Emissionen.

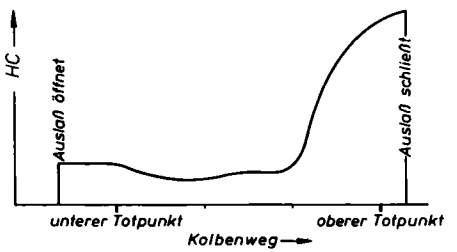


Bild 14. Ausstoß von unverbranntem HC über dem Kolbenweg [9]

Maßnahmen an der Ventilsteuerung zur Beeinflussung der Abgas-Emission sind im wesentlichen durch folgende Tatsachen beeinflußt:

1. Zum Ende des Auslaßhubs steigt die HC-Konzentration stark an (Bild 14),
2. Durch Zurückbehalten von Restgas im Zylinder werden hohe HC-Anteile einer nochmaligen Verbrennung zugeführt und die Verbrennungstemperatur durch Anwesenheit von Inertgas herabgesetzt, was zu verringerter NO-Bildung führt,
3. Bei hohem Saugrohrunterdruck kann ein gewisser Restgasanteil ins Saugsystem zurückgesaugt werden, mit ähnlichem Effekt wie 2.,

Zum Erreichen dieser Effekte empfehlen sich folgende Maßnahmen:
Zu 1. und 2. = frühes Auslaß-Ende,
Zu 3. = frühes Öffnen des Einlaßventils und lange Überschneidungszeit.

Spätes Öffnen des Einlaßventils bewirkt andererseits ebenso wie enge Querschnitte im Saugsystem günstige Gemischaufbereitung durch hohe Geschwindigkeiten, mit sinkendem Kraftstoffverbrauch, bei meist nur geringfügig steigenden NO- und HC-Werten.

Der Zeitpunkt von Einlaß Ende und Auslaß-Beginn hat geringen Einfluß auf das Emissionsverhalten.

Lage und Länge der Ventil-Überschneidung bestimmen die im Zylinder verbleibende, bzw. ins Ansaugsystem zurückgesaugte Abgasmenge. Dieser Effekt ist von Last und Drehzahl des Motors abhängig, er zeigt sich besonders deutlich bei hohem Saugrohrunterdruck, während bei großem Gasdurchsatz des Motors und langer Überschneidungsdauer ein Durchströmen unverbrannten Frischgases auftreten kann (HC-Anstieg).

Somit führt bei niedriger Teillast zunehmende Überschneidungsdauer durch innere Abgasrückführung zu deutlicher Senkung der NO-Emissionen. Da mit zunehmendem Restgasanteil die motorische Verbrennung verschleppt wird, steigen damit die HC-Anteile. Dies läßt sich zu gewissem Grad durch intensive Verbrennung mit hoher Verwirbelung vermeiden.

Voraussetzung für die wirkungsvolle Anwendung innerer oder äußerer Abgasrückführung ist eine gute stabile motorische Verbrennung.

Mit zunehmendem Gasdurchsatz wird der relative Anteil der zurückbehaltenen Abgasmenge geringer und somit der Einfluß auf den NO-Ausstoß.

In den Kennfeldbereichen heutiger Abgastests führt der Wunsch nach optimaler Auslegung der Ventilsteuerung bzgl. HC- und NO-Emissionen zu widersprüchlichen Forderungen.

In Bild 15 u. 16 ist der Einfluß der Ventilsteuerung auf NO- und HC-Emissionen schematisch dargestellt [10, 11]. Es ist deutlich zu erkennen, daß sich die Forderungen nach Senkung dieser beiden Schadstoffe teilweise widersprechen und daß sich einige Effekte bei zu starker Anwendung nach-

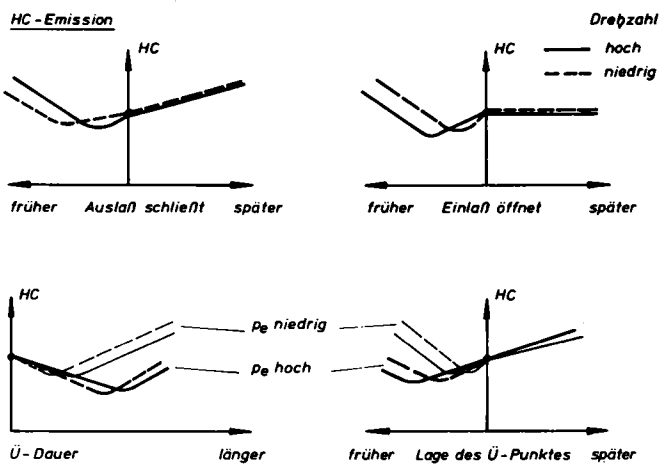


Bild 15. Einfluß von Steuerzeiten und Ventilüberschneidung auf die HC-Emission [10,11]

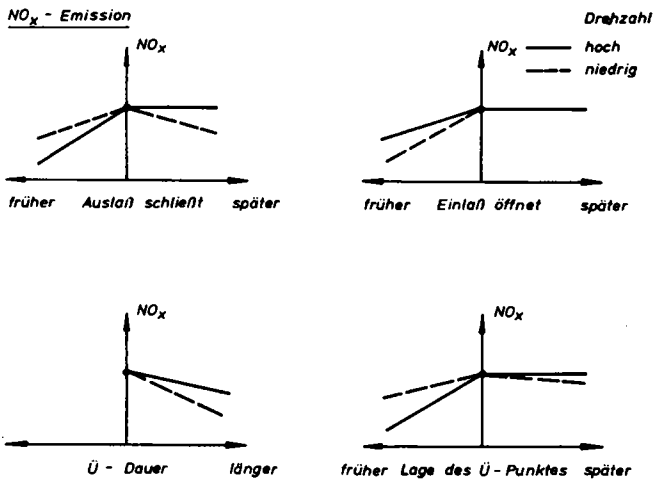


Bild 16. Einfluß von Steuerzeiten und Ventilüberschneidung auf die NO_x-Emission [10,11]

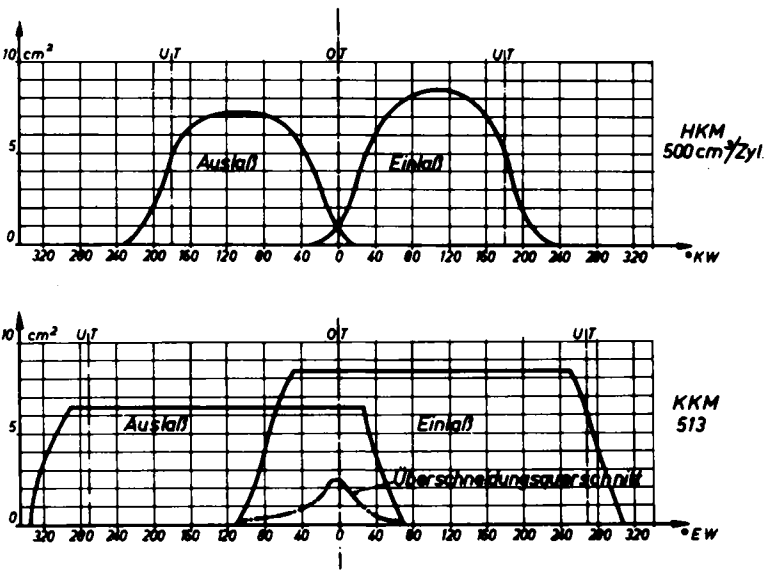


Bild 17. Zeitquerschnitte der Steuerung eines Hubkolbenmotors (HKM) und eines Kreiskolbenmotors mit Umfangseinlaß (KKM)

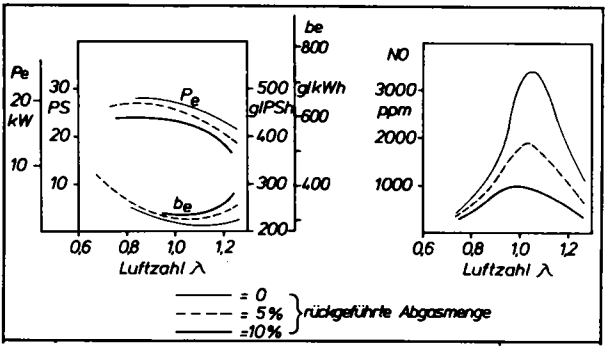


Bild 18. Einfluß von Abgasrückführung und Kraftstoff-Luftverhältnis (Luftzahl λ) auf Sickoxidemission, Leistung und Kraftstoffverbrauch bei stationärem Motorbetrieb

angesaugten Luftmenge beeinflußt wird. Nachteilig ist die mögliche Verunreinigung der Gemischbildungssysteme. Eine sorgfältige Filterung der rückgeführten Abgasmenge ist dringend notwendig. Diese Schwierigkeit wird vermieden, wenn die Abgasmenge hinter der Drosselklappe in das Saugsystem gegeben wird. Da hierbei der Saugrohrunterdruck für die rückgeführte Menge bestimmend ist, wird der notwendige Steuerungsaufwand höher, um in kleinen Lastgebieten zu großen Mengen zu vermeiden.

Da Abgas sehr feucht ist, muß bei tiefer Temperatur mit Vereisung gerechnet werden. Entsprechende Gegenmaßnahmen, wie z. B. Abschalten der Abgasrückführung, müssen im Einklang mit den gesetzlichen Vorschriften stehen.

k) Instationärer Motorbetrieb:

Zusätzliche Maßnahmen müssen eine sichere Funktion bei dem wechselnden Betrieb im Straßenverkehr sicherstellen. So ist z. B. bei Beschleunigung eine Überfettung (und damit erhöhter HC- und CO-Ausstoß) zu vermeiden, bei Verzögerung muß für die Umsetzung des restlichen im Saugsystem vorhandenen Kraftstoffes gesorgt werden.

Als ein Beispiel, wie schnell diese Änderungen vonstatten gehen, zeigt Bild 19 den sich zeitlich ändernden Verlauf einiger Schadstoffkomponenten aus einem Ausschnitt des US-CVS-Abgastests (Heißstart). Motorische Steuerungsmaßnahmen, noch viel mehr evtl. nachgeschaltete Abgasreinigungsanlagen müssen sich diesem wechselnden Verlauf entweder durch schnelles Reagieren dauernd anpassen, oder sie müssen durch ausreichend große Trägheit genügendes Schluck- und Ausgleichsvermögen beinhalten.

Auch bei und nach dem Start des kalten Motors muß den ungünstigen Reibungsverhältnissen der Maschine ebenso Rechnung getragen werden, wie in diesem Betriebszustand noch nicht funktionierenden Zusatzeinrichtungen, wie z. B. Gemischvorwärmung, um die hieraus im allgemeinen folgenden höheren Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen so gering wie möglich zu halten.

teilig erweisen. Bei all diesen Maßnahmen muß der starke Einfluß der Ventilsteuerzeiten auf das übrige motorische Verhalten, Leistung, Verbrauch, Fahrverhalten, mitbestimmend für die Gesamtauslegung sein.

Bei Wankelmotoren werden die möglichen Steuerzeiten durch die Wahl des Einlaßsystems beeinflußt. Bei Umfangseinlaß (Einlaßkanal in der Trochoide) ergibt sich zwangsläufig eine große Überschneidungsdauer, der Überschneidungspunkt liegt etwa im O.T. (Bild 17). Dies dürfte die wesentliche Ursache für die relativ günstige NO-Emission sein. Früher Auslaßschluß ist nicht zu verwirklichen, da gleichzeitig der Auslaßbeginn nach früh verschoben würde. Bei Seiteneinlaß liegt der Einlaßbeginn praktisch immer nach OT, große Steuerzeitüberschneidung ist nur mit spätem Auslaßschluß zu erreichen. Die in den Bildern 15 und 16 dargestellten Einflüsse gelten sinngemäß auch für Wankelmotoren.

h) Abgasanlage:

Durch sinnvolle Gestaltung des Abgassystems kann eine nachträgliche Oxydation des Abgases erreicht werden. Die Ausnutzung thermischer Nachreaktionen bei entsprechend hoher Temperatur und magerem Motorbetrieb erweist sich besonders günstig für die Senkung von CH-Emissionen. Die notwendige Reaktionstemperatur muß durch entsprechende Gestaltung des Abgassystems erhalten bleiben und kann notfalls durch Zündungssteuerung – Spätzündung –, die sich leider verbrauchserhöhend auswirkt, erzielt werden.

Näheres siehe im Abschnitt 212.1, Thermische Abgasreinigung.

i) Abgasrückführung:

Die Rückführung von Abgas in das Saugsystem des Motors bedeutet eine Zumischung von Inertgas und wirkt sich in der Senkung von Stickstoffoxid-Emissionen aus. Dieser Effekt kann bereits durch die Ausbildung der Ventilsteuerung – „innere Abgasrückführung" – erzielt werden. Voraussetzung für die Anwendung von innerer oder äußerer Abgasrückführung ist auf jeden Fall ein gutes und sicheres Brennverfahren, um starke zyklische Schwankungen oder gar Zündaussetzer zu vermeiden. Das Verfahren wird in seiner Anwendbarkeit durch Leistungsminderung, Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs und Fehler im Fahrverhalten begrenzt. Bild 18 zeigt den Einfluß von Abgasrückführung auf Leistung, Verbrauch und NO-Emissionen. Üblich ist die gesteuerte Zumessung von Abgas – „äußere Abgasrückführung" – in den bei Abgastests bevorzugten Kennfeldgebieten. Bei Vollast wird oft aus Leistungsgründen darauf verzichtet.

Bestimmend für die rückgeführte Menge bei konstantem Querschnitt ist das Druckgefälle zwischen Saug- und Abgassystem. Bei der Zuführung von Abgas vor der Gemischbildungseinrichtung (Vergaser) wird die Steuerungseinrichtung relativ einfach, da die rückgeführte Menge direkt von der

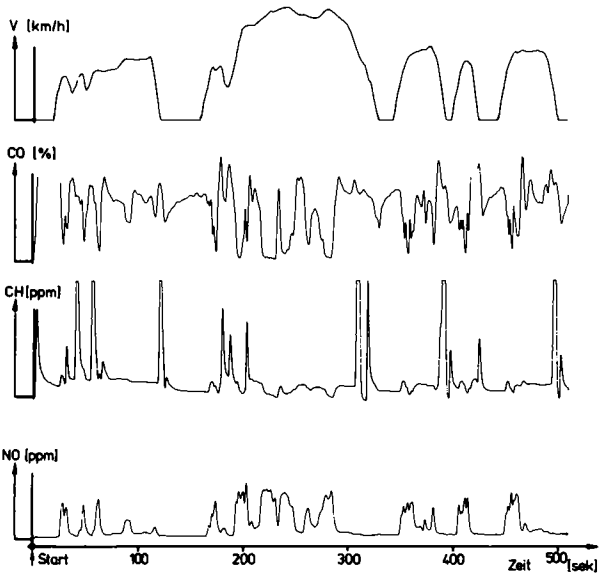


Bild 19. Abgaszusammensetzung eines Ottomotors bei laufend wechselndem Fahrbetrieb (CVS-Test) v = Fahrgeschwindigkeit CO, HC, NO = Emissionen

l) Zusammenwirken einzelner Maßnahmen:

Die hier genannten einzelnen Maßnahmen müssen ihrem Zusammenwirken nicht nur im Sinne der Abgasreinigung, sondern auch mit den übrigen Anforderungen an den Motor gesehen werden.

So erweisen sich bestimmte Maßnahmen nur in begrenzten Last- und Drehzahlgebieten brauchbar und können bei Änderung der Betriebsparameter zu nachteiligen Einflüssen führen.
Viele Maßnahmen sind eng miteinander verknüpft, so erweist es sich als vorteilhaft, die Einflüsse von Zündzeitpunkt und Mischungsverhältnis in $\lambda - \alpha_z$ Kennfeldern darzustellen.

Um einen Begriff von dem Zusammenwirken verschiedener Maßnahmen zu geben, ist in Tabelle 8 die Tendenz einzelner Maßnahmen auf einige wichtige Motorparameter dargestellt.

Leider zeigt sich, daß nahezu alle Maßnahmen, die zur Schadstoffminderung eingesetzt werden können, sich verschlechternd auf die bisher mit höchster Priorität belegten Entwicklungsziele günstiges Leistungsgewicht, wirtschaftlicher Verbrauch und sicheres und komfortables Fahrverhalten auswirken. Es liegt auf der Hand, daß man von dem heute erreichten Stand auf diesen Gebieten so wenig wie möglich aufgeben will.

Tabelle 8: Einfluß verschiedener Maßnahmen auf die Eigenschaften des Motors [6]

	Schadstoffe im Abgas			Motorparameter			Kosten
	CO	HC	NO	Leistung	Verbrauch	Fahrverhalten	
Mischungsverhältnis reich	− −	−	+ +	+	− −		−
Mischungsverhältnis arm	+ +	+		−		− −	
Gemischbildung weiter entwickelt	+	+			+		− −
Saugrohrvorwärmung	+	+		−	+	+	−
Verdichtung hoch			− −	+	+		
Verdichtung niedrig		+	+	−	−		
Brennraumform optimiert		+		+			
Zündzeitpunkt spät		+	+	−	− −	−	
Ventilsteuerzeiten optimiert		+		−	−	−	
Ventilüberschneidung groß		+	+ +		−	−	
Abgasrückführung			+ +	−	−	− −	−

+ + = sehr günstig
+ = günstig
− = ungünstig
− − = sehr ungünstig

m) Wartungszustand und Alter des Motors:

Für die gleichmäßige Einhaltung von Emissionswerten während der gesamten Betriebsdauer des Motors – eine für die beabsichtigte Reinhaltung der Umwelt unbedingt notwendige Bedingung – muß durch entsprechende Wartungs- und Instandsetzungsarbeiten gesorgt werden. Als Ursache für die während der Betriebsdauer zunehmenden Schadstoffwerte müssen Verschleißerscheinungen und Verschmutzung an Motorenelementen, insbesondere Ventilundichtigkeiten, Ablagerungen im Brennraum und an Steuerungseinrichtungen, z. B. Vergaser, gesehen werden. Bild 20 zeigt die Zunahme von Emissionswerten an einem amerikanischen Fahrzeug [12]. Um die Zuverlässigkeit von Abgasreinigungsanlagen unter Beweis zu stellen, verlangt der US-Gesetzgeber im Zulassungsverfahren eine Dauererprobung der Fahrzeuge über 80000 km.

Wichtig ist die dauerhafte Gestaltung aller maßgebenden Bauteile, um die Aufwendungen für Wartung und Kundendienst so gering wie möglich zu halten. Hierzu gehören z. B. Vergaser mit Leerlaufsystemen, die beim Verstellen eine Konstanz des Mischungsverhältnisses garantieren, wartungsfreie Zündanlagen, hydraulischer Ventilspielausgleich.

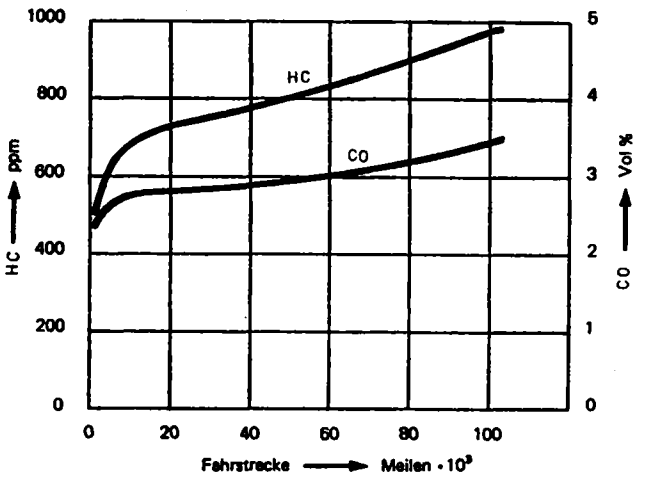


Bild 20. Veränderung der HC- und CO-Konzentration eines US-Fahrzeuges mit zunehmender Fahrstrecke [12]

Zur Erleichterung und Vereinfachung von Wartung und Überprüfung haben sich auf breiter Basis Diagnose-Systeme bewährt, die eine sichere Überprüfung von Motor und Einzelelementen ermöglichen. Hier ist eine vollautomatische Überprüfung und Auswertung mit Ergebnisausgabe (Diagnose) über eine werkstatteigene elektronische Rechenanlage möglich.

Literatur

[1] Bahr, A., Gemischbildung, Verbrennung und Abgasprobleme bei Fahrzeugmotoren. MTZ 33 (1972), S. 62–68.

[2] Dartnell, P. L., Goodacre, C. L., Lamargue, P. V., The Effect of Combustion Chamber Shape and other Design Factors on Exhaust Emissions. Proc. Instn. Mech. Engr. (1968–69), S. 133–151.

[3] Fiala, E., Zeschmann, E. G., Zum Abgasproblem der Straßenfahrzeuge. ATZ 67 (1965), S. 302.

[4] Geiger, I., Heitland, H., Hofbauer, P., Hoffmann, E., Möglichkeiten zur Verbesserung des Abgasverhaltens von Ottomotoren durch innere motorische Maßnahmen. MTZ 33 (1972).

[5] Großmann, Härtel, Abgasreinigung bei Ottomotoren durch katalytische Nachverbrennung mit geregelter Abgaszusammensetzung. ATZ 75 (1973), S. 140–149, S. 195–213.

[6] Heitland, H., Menrad, H., Möglichkeiten der Verbesserung des Abgasverhaltens von Kraftwagen mit Ottomotoren durch Maßnahmen am Motor. VDA – Schriftenreihe Nr. 18.

[7] Hensler, P., Probleme heutiger luftgekühlter Hochleistungsmotoren. ATZ 72 (1970), S. 276–283.
[8] Hofbauer, P., Einfluß der Ladungsbewegung und der Brennraumform auf das ottomotorische Arbeitsverfahren Österr. Ing. Zeitschrift 4 (1974), S. 128–134.
[9] Kirby Mecham, G. B., Variable Cam Timing as an Emission Control Tool SAE 700 673.
[10] Lange, K., Hofmann, R., Verbesserung der Abgasemission von Verbrennungskraftmaschinen VDI – Z 115 (1973), S. 912–915.
[11] Lange, K., Beeinflussung der Abgasemission von Verbrennungsmotoren durch motorinterne Maßnahmen. MTZ 34 (1973), S. 221–225.
[12] May, H., Abgasemissionen von Kraftfahrzeugen in Groß-Städten und industriellen Ballungsgebieten. Köln 1973.
[13] Müller, H., Haahtela, O., Einfluß der elektrischen Zündung auf Betriebsverhalten und Abgaszusammensetzung im Ottomotor. MTZ 33 (1972), S. 408–414.
[14] Obländer, Kräft, Abgasgesetzgebung, Grenzwerte und Meßverfahren im Kraftfahrzeugwesen. MTZ 34 (1973), S. 84–91.
[15] Sakai, Y., Miyazaki, H., Tsutsumi, S., Influence of Stroke Bore Ratio and Compression Ratio on NO_xSAE-Transact. 3 (1971).
[16] Sakai, Y., Tokura, N., Tsutsumi, S., Influence of Engine Design Factors on Exhaust Emissions from Automotive Gasoline Engine. SAE-Transct. 1 (1970).
[17] Siewert, R. M., How Individual Valve Timing Events Affect Exhaust Emissions. SAE 710 609.
[18] Wenthworth, I. T., Effect of Combustion Chamber Surface Temperature on Exhaust Hydrocarbon Concentration. SAE 710 587.
[19] Zechnall, R., Baumann, G., Reines Abgas bei Ottomotoren durch geschlossenen Regelkreis. MTZ 34 (1973), S. 7–11.

212 Abgasnachbehandlung

212.1 Thermische Abgasreinigung

Herbert Heitland, Holger Menrad, Georg Jungbluth (Rotationskolbenmotor)

Durch thermische Nachbehandlung der Abgase lassen sich unverbrannte CO- und HC-Anteile weitgehend oxydieren. Dabei wird bevorzugt HC abgebaut, somit auch bestimmte, wegen ihrer Langzeitwirkung gefürchtete Kohlenwasserstoff-Gruppen und unangenehme Geruchsstoffe. Dieses Verfahren stellt keine besonderen Anforderungen an Kraft- und Schmierstoffe, es ist mit gleichbleibender Effektivität des Systems zu rechnen.

Im Fahrzeug ist im Motorraum und längs der Auspuffanlage dem höheren Temperaturniveau Rechnung zu tragen.

a) Funktionsweise:

Die im thermischen Reaktor angestrebte Verbrennung wird im wesentlichen durch die Parameter

- Reaktionstemperatur,
- Mischungsverhältnis der Komponenten,
- Durchmischung,
- Verweilzeit

bestimmt.

Reaktionstemperatur

Die Reaktionstemperatur ist bestimmend für die Umsetzungsgeschwindigkeit, wobei die HC-Oxydation allmählich und bei tieferer Temperatur einsetzt, als dies bei CO der Fall ist. Mit einer nennenswerten Umsetzung von CO kann erst nach Überschreiten einer Mindesttemperatur gerechnet werden. Diese Mindest-Temperatur des Abgases steigt mit zunehmendem Kraftstoff-Luftverhältnis an.

Um eine möglichst hohe Temperatur im Reaktor zu erhalten, muß dafür Sorge getragen werden, daß die Abgas-Enthalpie soweit wie möglich erhalten bleibt. Das bedeutet wärmeisolierte, kurze Kanäle mit möglichst wenig Krümmungen, möglichst schon eine Wärmeisolierung des Auslaßkanals im Kopf. Durch entsprechende Auslegung der Zylinderkopf-Konstruktion werden die erwünschten Effekte unterstützt. In den Fahrzyklen bekannter Abgastestverfahren werden Gebiete kleiner Last bevorzugt. Um gerade hier die Reaktortemperatur zu erhalten, empfiehlt sich eine sorgfältige Wärmeisolierung. Wichtig ist außerdem ein schnelles Erreichen der Betriebstemperatur nach Start des Motors. Das erfordert geringe Massen der Innenteile.

Trotz günstiger konstruktiver Auslegungen lassen sich bei hohen Reinheitsforderungen zusätzliche Eingriffe in Gemischbildung und Zündung nicht vermeiden. Diese verbrauchserhöhenden Maßnahmen sind jedoch nur bei zu geringer Abgastemperatur notwendig, d. h. im Leerlauf und leerlaufnahen Gebiet.

Da beim Wankelmotor drei arbeitende Kammern ohne Unterbrechung in eine Abgasleitung ausschieben, ist die mittlere Abgastemperatur höher als bei Hubkolbenmotoren. Der Reaktor spricht daher relativ schnell nach dem Start an.

Mischungsverhältnis

Der Mischungsanteil der Sekundärluft hängt vom Kraftstoff-Luftverhältnis des Motors ab. Die vollständige Durchmischung der zeitlich inhomogenen Strömung ist nicht möglich, so daß mit O_2-Überschuß gearbeitet werden muß.

Das Kraftstoff-Luftverhältnis vor dem Motor wird

- durch die Betriebsparameter des Motors,
- mit Rücksicht auf die Reaktortemperatur

bestimmt. Dem daraus resultierenden Abgasstrom muß genügend Sekundärluft zugemessen sein, mit Reserven für

- Vor- und Nachlagerungseffekte ohne vollständige Reaktionsmöglichkeit,
- Instationäres Verhalten bei Lastwechsel,
- Anfahren mit angereichertem Gemisch.

Durch entsprechende Steuermaßnahmen kann die Luftzumessung dem Motor-Kennfeld angepaßt werden und bei höherer Drehzahl die Luft zur Kühlung des Reaktors verwendet werden.

Durchmischung

Durch günstige Lage der Sekundärluft-Zuführung ist ein effektvoller Beitrag zur wirkungsvollen Durchmischung möglich. Im Reaktor können durch Flammhalter, Wirbel- und Umlenkbleche bessere Mischungseffekte erzielt werden. Bei der Kombination Reaktor-Saugrohrheizung lassen sich solche Einbauten zur Unterstützung einer intensiven und schnellwirkenden Wärmeübertragung ausbilden.

Verweilzeit

Für die Vorgänge im Reaktor

- Bereitstellen der Reaktionskompenenten,
- Durchmischung,
- Ablauf der Reaktion

muß genügend Zeit zur Verfügung stehen.

Dies kann durch folgende Maßnahmen erreicht werden:

Erhöhung des Gegendrucks

Hier sind Grenzen durch Verbrauchserhöhung und Leistungseinbußen gesetzt.

Großes Reaktorvolumen

Hier sind oft Grenzen durch die baulichen Gegebenheiten im Motorraum gesetzt. Als empfehlenswert hat sich ein inneres Reaktorvolumen, das nicht kleiner als der Hubraum des Motors ist, erwiesen.

b) Bauarten:

Bereits im normalen Abgassystem tritt bei genügender Temperatur thermische Nachreaktion ein. Dieser Effekt wird durch Lufteinblasung unterstützt (Man Air Ox) (Bild 21). Die Nachreaktion wird wesentlich intensiver durch Anwendung eines Thermo-Reaktors; dabei sind zwei Konzepte zu unterscheiden:

- Der „magere Reaktor" ohne Lufteinblasung setzt voraus, daß das dem Motor zugeführte Kraftstoff-Luft-Gemisch in allen wesentlichen Betriebspunkten so mager ist, daß genügend reaktionsbereiter O_2 im Abgas ist. Die notwendige Reaktionstemperatur wird durch Spätzündung erreicht. Beides gefährdet das Fahrverhalten, im instationären Betrieb ist mit Verbrauchserhöhung zu rechnen, wenn nicht hoher Aufwand für die Gemischbildung getrieben wird.

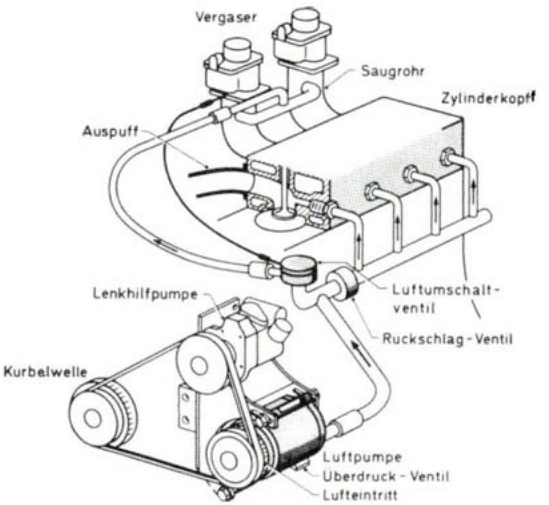


Bild 21. Prinzip einer Man Air Ox-Anlage [9]

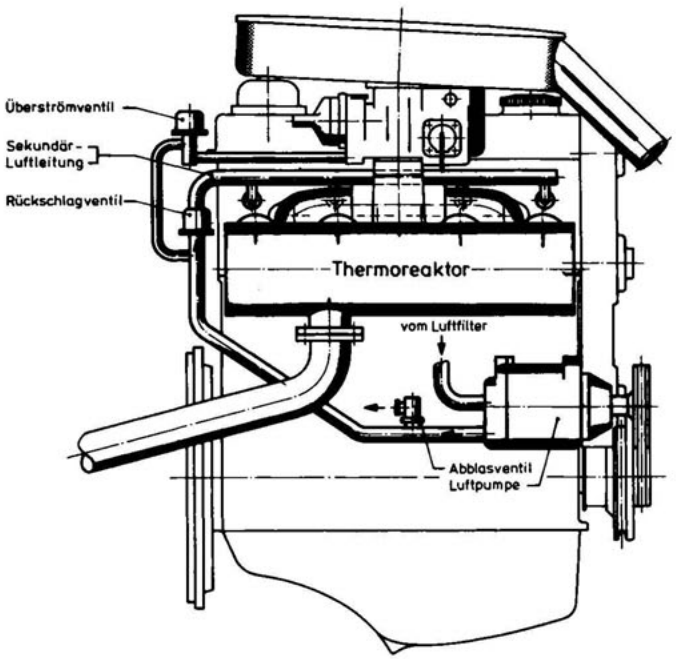


Bild 22. Prinzip einer Thermoreaktoranlage mit Lufteinblasung (VW)

– Beim „fetten Reaktor" mit Lufteinblasung wird hinter dem Auslaßventil Luft (Sekundärluft) eingeblasen. Das Kraftstoff-Luft-Gemisch kann unabhängig gewählt werden, höhere Reaktionsgrade sind möglich, Schwierigkeiten im Fahrverhalten sind nicht zu erwarten.

Bild 22 zeigt schematisch ein vollständiges Thermoreaktor-Konzept mit Lufteinblasung am Beispiel eines wassergekühlten Hubkolben-Reihenmotors, Bild 23, das serienmäßige Reaktorsystem des NSU-Ro 80-Kreiskolbenmotors.

Eine Erweiterung des fetten Reaktors stellt das Questor-Reverter System dar, das zusätzlich eine effektvolle NO_x-Reduzierung erreichen soll. Das System besteht aus einem Reaktor am Zylinderkopf, der das Abgas aus stark angereichertem Gemisch mit wenig Luft reagieren läßt, so daß Temperaturerhöhung auf über 1000 °C eintritt. Das noch reduzierende Abgas erreicht dann einen Kupfer-Nickel-Katalysator, anschließend einen thermischen Reaktor mit weiterer Luftzugabe. Die Sekundärluft wird stark vorgewärmt, ein Steuer- und Schutzsystem ist vorhanden. Bild 24 zeigt das Wirkungsprinzip [3].

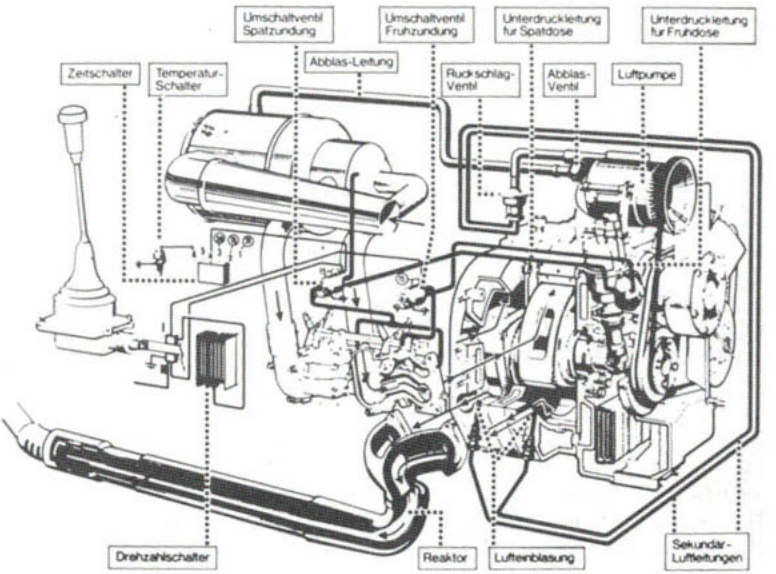


Bild 23. Abgasreinigungssystem mit Thermoreaktor an einem Wankelmotor (Ro 80)

Bild 24. Prinzip des Questor-Reverter-Systems [3]

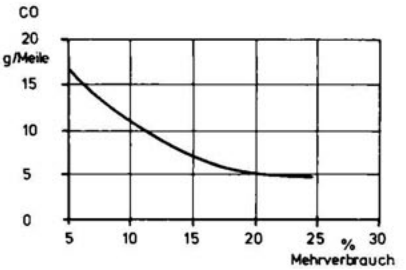


Bild 25. CO-Emission und Kraftstoffverbrauch im US- CVS-75-Test für ein Thermoreaktor-Konzept [7]

c) Kraftstoffverbrauch:

Die bei hohen Reinigungsquoten notwendigen verbrauchserhöhenden Anpassungsmaßnahmen an Mischungsverhältnis und Zündung, sollten auf das Nötigste beschränkt werden. Bild 25 zeigt aus einem ausgeführten Konzept die CO-Emissionen und den Mehrverbrauch gegenüber Serien-Fahrzeugen, beides gemessen im US-CVS-75-Abgastest. Der Mehrverbrauch ist auf Gebiete kleiner Last und Drehzahl beschränkt.

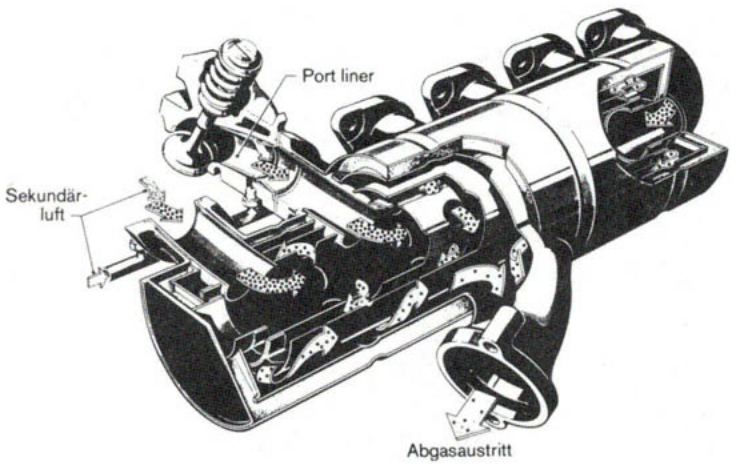


Bild 26. Schnitt durch einen Thermoreaktor [9, 10]

d) Konstruktive Ausbildung eines Thermoreaktors:

Der thermische Reaktor sollte so nahe wie möglich an den Auslaßventilen angeordnet sein. In der Brennkammer wird eine intensive Durchmischung und die gewünschte Verweilzeit durch entsprechende Bauteile erreicht (Bild 26). Ihre Massen dürfen nicht zu groß sein, um schnelles Aufheizen zu ermöglichen. Es ist darauf zu achten, daß durch diese Maßnahme der Abgas-Gegendruck nicht unzulässig erhöht wird. Bereits einfachere Reaktorbauarten zeigen gute Wirkung. Empfehlenswert ist eine zusätzliche Wärmeisolierung, z. B. mit Mineralfaser.

Bei der konstruktiven Ausbildung des Reaktors ist auf die unterschiedliche Wärmeausdehnung der Bauteile zu achten, Korrosions- und Kavitationsprobleme sind neben der freien mechanischen Beanspruchung des Materials zu berücksichtigen. Bewährt hat sich die Ausbildung des Innenraumes aus Nickelbasis-Material.

Keramische Einsätze zeigen ungünstiges Aufwärmverhalten, hohes Gewicht und Probleme in der Haltbarkeit, besonders wenn mit preisgünstigem Material gearbeitet wird.

Die zur Wärmeisolierung eingesetzte Mineralfaser muß vor Druckpulsationen des Abgases geschützt werden. Die Forderung nach Dichtigkeit des Systems, bei gleichzeitigem Ausgleich der Wärmespannungen, bringt konstruktive Probleme mit sich. Diese Probleme lassen sich jedoch beherrschen, Lebensdauerwerte von Reaktoren über 80000 km sind vielfach bekannt.

e) Konzeptausführung:

In Bild 27 ist ein Schnitt durch einen Zylinderkopf mit anschließendem einfachen Reaktor (Eberspächer) dargestellt.

Ausgeführte Beispiele zeigen die Bilder 28 (Daimler-Benz), 29 (VW) und 30 (Questor-Reverter-System an einem US-Motor).

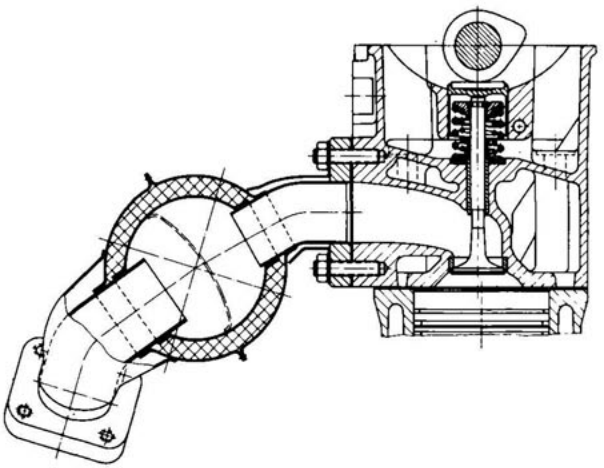


Bild 27. Schnitt durch Zylinderkopf und Thermoreaktor (Eberspächer)

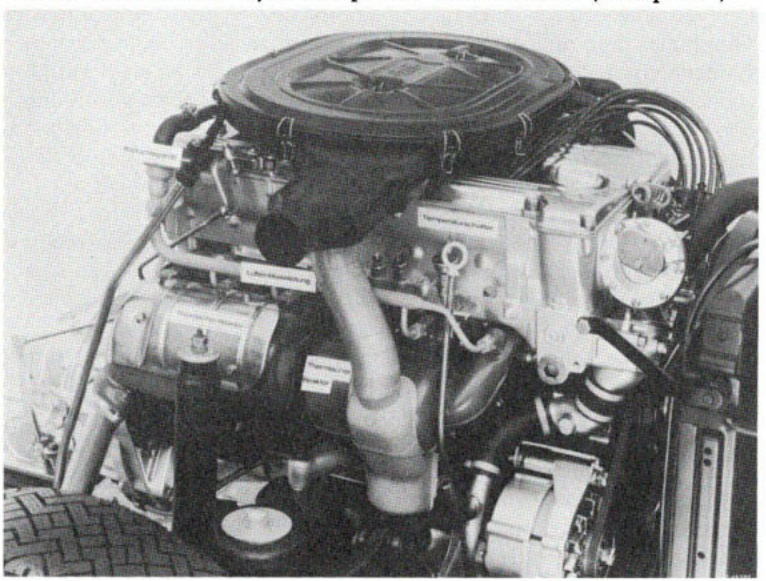


Bild 28. Ausgeführte Reaktoranlage (Daimler Benz)

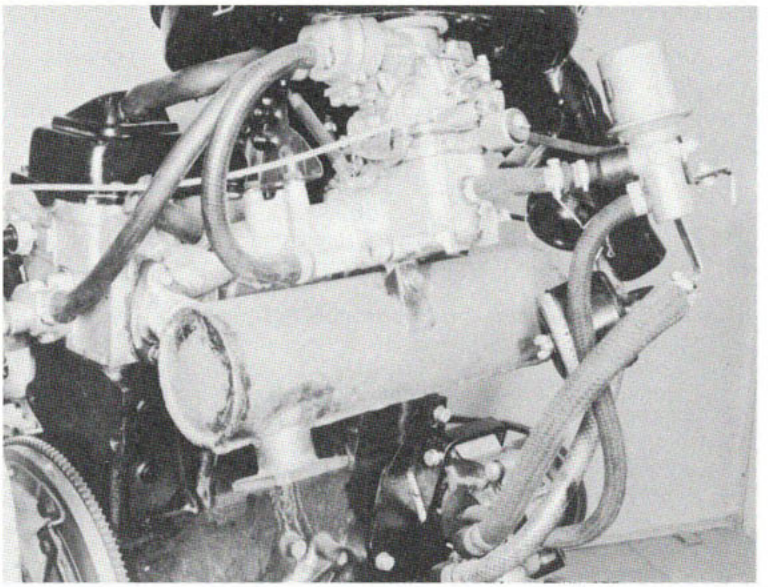


Bild 29. Ausgeführte Reaktoranlage (VW)

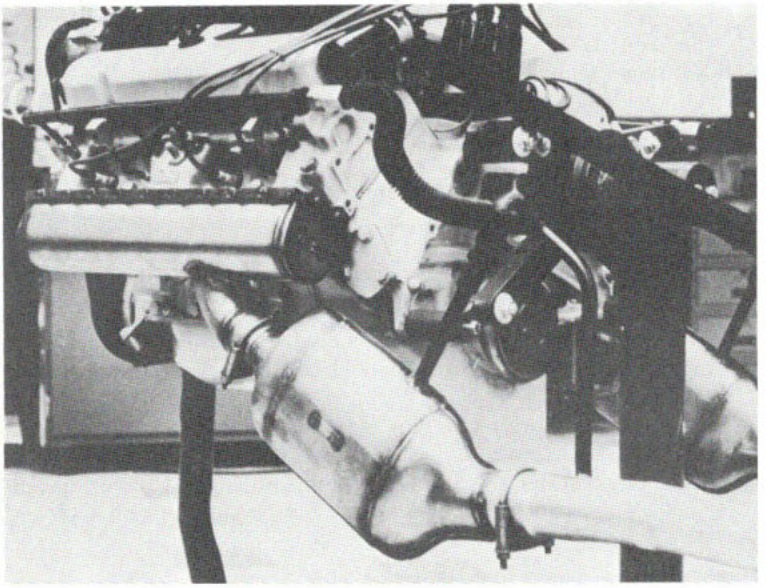


Bild 30. Questor-Reaktor an einem US-Motor [3]

Literatur

[1] Abthoff, J., Obländer, K., Möglichkeiten zur Senkung der Stickoxide an Ottomotoren. Automobil – Industrie 3 (1972), S. 77–84.
[2] Bernhardt, W., Beseitigung des Abgasgeruchs von Kraftfahrzeugen als Kernproblem zur Luftreinhaltung. Jahrestagung Fahrzeugtechnik VDI 21. bis 23. 3. 73, Stuttgart s. auch ATZ 75 (1973), S. 340.
[3] Bentley, D. R., Schweibold, D. I., Questor Reverter Emission Control System. Total Vehicle Concept. SAE 730 227.
[4] Brandstetter, W., Mathematische Simulation der Schadstoffkonvertierung in thermischen Reaktoren während der Aufwärmphase. Österr. Ing. Zeitschr. 17 (1974), S. 137–143.
[5] Jaimee, A., Schneider, D. E., Rozmanith, A. I., Sjoberg, I. W., Thermal-Reactor-Design, Development and Performance. SAE 710 293.
[6] Kuroda, H., Nakajima, Y., Hayashi, Y., Economical Matching of the Thermal Reactor to Small Engine – Low Emission. Concept Vehicles. SAE 720 484.
[7] Lahiff, I. E., Albertson, W. C., Volume and Temperature Influences on the Effeciveness of lean Thermal Reactors. SAE 741168.
[8] Menrad, H., Hoffmann, E., Thermische Abgasreinigung. Automobil-Industrie 1 (1975), S. 39–52.
[9] Obländer, K., Abthoff, J., Entwicklungsstand der thermischen und katalytischen Nachverbrennung bei Ottomotoren. MTZ 33 (1972), S. 206–213.
[10] Obländer, K., Abthoff, J., Möglichkeiten der Verbesserung des Abgasverhaltens von Kraftwagen mit Ottomotoren durch thermische und katalytische Nachverbrennung. VDA-Schriftreihe 18 „Auto und Abgas", Frankfurt 1974.
[11] Patterson, D. J., Kadlec, R. H., Sendreal, E. A., Warmup Limitations on Thermal Reactor Oxidation.

212.2 Katalytische Abgasreinigung

(Winfried Bernhardt, Herbert Heitland)

Katalysatoren können zur Reduzierung der Schadstoffe im Autoabgas unter folgenden drei Gesichtspunkten eingesetzt werden:

1. Als Oxydationskatalysator zur Oxydation von unverbrannten Abgasbestandteilen, wie CO und HC in einer Einbettkatalysator-Anlage,
2. Als Reduktionskatalysator zur Verminderung der Stickstoffoxide NO_x und
3. Als Selektivkatalysator („three-component catalyst") zur gleichzeitigen Reduktion von NO_x sowie zur Oxydation von CO und HC.

Anstelle der Möglichkeit 3 lassen sich 1 und 2 zusammenfassen. Man spricht dann von einem Doppelbettkatalysator-Konzept.

a) Katalysator-Arten:

Am Anfang der Entwicklung von Anlagen zur katalytischen Abgasreinigung im Fahrzeug standen ausschließlich die in der chemischen Industrie bereits verwendeten Schüttgutkatalysatoren (Granulat) zur Verfügung. Schüttgutkatalysatoren bestehen aus zylindrischen oder kugelförmigen kleinen Teilchen (Abmessungen etwa 1,5 bis 3,5 mm), die aus einem Keramik-Kern (z. B. Al_2O_3) und einer aktiven Schicht oder durchgehend aus aktivem Material („Vollkontakt") bestehen. Da das Schüttgut durch die dauernden Erschütterungen im Fahrbetrieb abgerieben wird, die USA-Behörden jedoch eine Mindeststandzeit für den Katalysator von 80000 km verlangten, mußte dem mechanisch stabileren Katalysator in zunehmendem Maße mehr Beachtung geschenkt werden. Hinzu kam, daß durch immer niedrigere Abgasgrenzwerte die Kaltphase entscheidender wurde, deren Zeitdauer sich aus der Aufheizzeit des Katalysators bis zum Erreichen der Betriebstemperatur („Anspringtemperatur") ergab, so daß Träger mit geringer spezifischer Wärmeaufnahme gefordert wurden. Das bisherige Endergebnis der im Hinblick auf Dauerhaltbarkeit, mechanische Festigkeit, geringe Wärmekapazität und geringen Druckabfall entwickelten Katalysatorträger ist ein aus Cordierit und Al_2O_3 bestehender keramischer Monolith, wie er von 3 M-American Lava, Corning, Grace und anderen Firmen hergestellt wird. Diese bei hoher Temperatur gesinterten Keramikkörper haben eine geringe Porosität, so daß eine Al_2O_3-Zwischenschicht („wash coat") aufgetragen werden muß (Bild 31). Sonst könnten nur geringe Mengen an aktiven Katalysator-Komponenten aufgebracht werden.

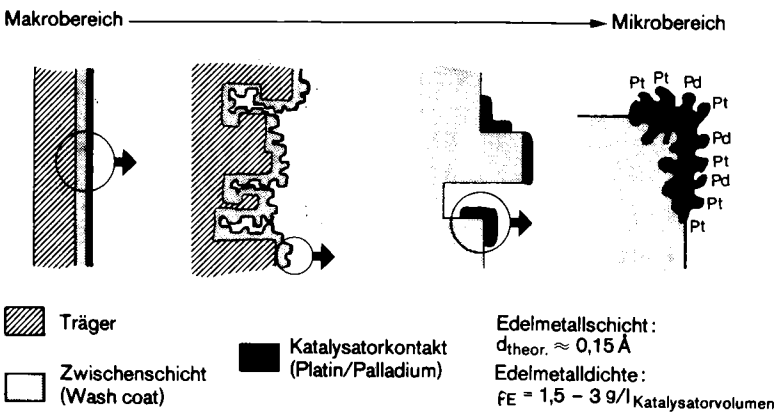


Bild 31. Schematischer Aufbau eines monolithischen Katalysators mit Edelmetallbeschichtung (Daimler Benz)

Monolithen werden fast ausschließlich mit Edelmetallen (Pt, Pd, Rh) beschichtet, die gegenüber Nichtedelmetalloxid-Katalysatoren eine wesentlich höhere Aktivität haben. Von Nachteil ist, daß Katalysatoren auf Edelmetallbasis sehr bleiempfindlich sind, so daß die Verwendung von bleifreiem Kraftstoff Voraussetzung für eine längere Wirksamkeit („Aktivität") ist.

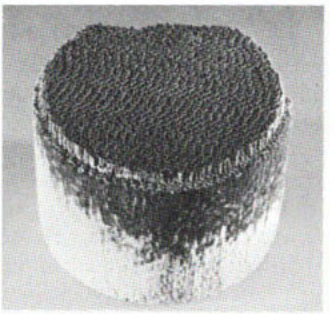


Bild 32. Mechanisch bedingter Schaden an einem monolithischen Katalysator

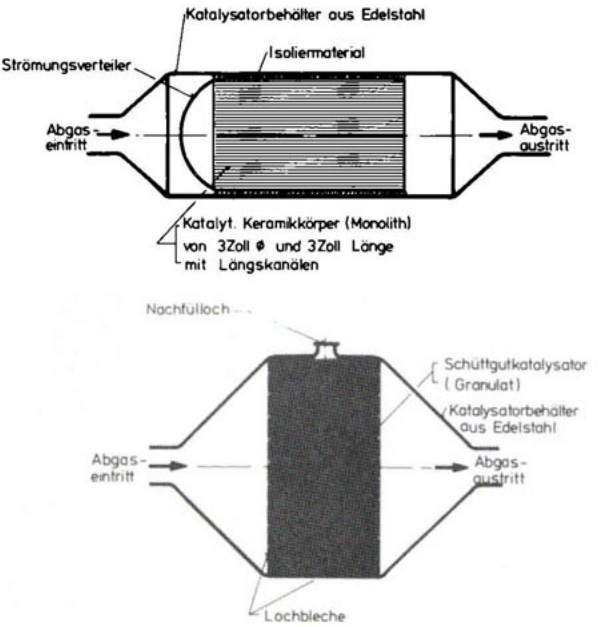


Bild 33. Schematische Darstellung von Einbett-Katalysatoranlagen für monolithischen Katalysator (oben) und Schüttgutkatalysator (unten)

Bei Verwendung von monolithischen Katalysatoren im Dauerbetrieb ist die Einbettung des Monolithen in den Katalysatorbehälter („Konverter") nicht zuletzt wegen der unterschiedlichen Ausdehnungskoeffienten von Blech und Keramik problematisch. Verliert der im „kalten" Zustand fest fixierte Monolith bei Beaufschlagung mit heißem Abgas den Formschluß mit dem Blechbehälter, so tritt, durch die hochfrequente Abgaspulsation bedingt, sehr schnell eine Beschädigung (Bild 32) und schließlich mechanische Zerstörung des Monolithen ein.

b) Bauarten und Funktionsweisen:

Einbettkatalysatoranlage

Bild 33 zeigt schematisch dargestellt Einbettkatalysatoranlagen für den monolytischen Katalysator und den Schüttgutkatalysator. Im Prinzip sind derartige Anlagen für Oxydations- und Reduktionskatalysatoren geeignet, jedoch sind sie bisher nahezu ausschließlich als Einbett-Oxydationskonverter ausgeführt. Das mit Luft (geliefert von einer Luftpumpe), der sog. Sekundärluft, intensiv vermischte Abgas strömt in das Katalysatorbett, in dem CO und HC mit Hilfe des Oxydationskatalysators nach den Gleichungen

$$2 \cdot CO + O_2 \rightarrow 2 \cdot CO_2 \quad \text{und}$$

$$C_xH_y + \left(x + \frac{y}{4}\right) O_2 \rightarrow x \cdot CO_2 + \frac{y}{2} \cdot H_2O$$

zu CO_2 und H_2O oxydiert werden. Zum Ausgleich der Abtriebverluste des Schüttgutkatalysators ist ein Nachfülloch vorgesehen, zur gleichmäßigen Beaufschlagung des monolithischen Katalysators wird auf der Eintrittsseite ein Strömungsverteiler angebracht (Bild 33).

Bild 34 zeigt die Ausführung einer Doppelbettkatalysatoranlage für Schüttgutkatalysatoren zum Einbau unter dem Wagenboden. Das mit

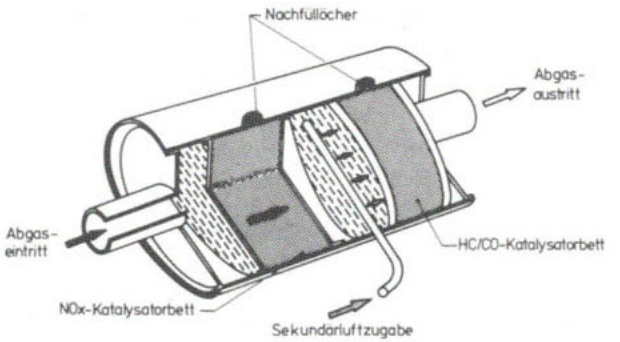


Bild 34. Schema einer Doppelbettkatalysatoranlage für Schüttgutkatalysatoren mit Sekundärluftzugabe (VW)

mindestens 2% Kohlenmonoxid angereicherte Abgas strömt in den Reduktionskatalysator („NO_x-Katalysatorbett"), in dem NO_x gemäß

$$2 \cdot NO + 2 \cdot CO \rightarrow N_2 + 2 \cdot CO_2$$

durch CO reduziert wird. In dem nachfolgenden freien Querschnitt wird Sekundärluft zugegeben und mit dem Abgas vermischt. Das jetzt mit Sauerstoff angereicherte Abgas strömt in den Oxydationskatalysator („HC/CO-Katalysatorbett"), in dem CO und HC zu CO_2 und H_2O oxydiert werden. Zum Ausgleich der Verluste an Granulatkatalysator sind auch hier Nachfüllöcher vorgesehen. Hinsichtlich der Anspringzeit ist ein Doppelbettkatalysator stets ungünstiger als ein Einbettkatalysator zur NO_x-Verminderung bzw. zur Oxydation von CO/HC, da die Sekundärluft erst nach dem ersten Bett zugegeben werden kann, so daß die zusätzliche Aufheizung des Abgases auf dem Weg zum Katalysator durch exotherme Reaktionen entfällt [1]. Um so entscheidender ist daher eine gute Isolierung der Abgasrohre und eine Konstruktion, die die Wärmeübertragung vom HC/CO-Bett auf das NO_x-Bett gestattet.

Zur Verkürzung der Anheizzeit wurden deshalb Katalysatoren entwickelt, die außer einer guten NO_x-Reduktion im sauerstoffarmen Gas beim Vorhandensein von Sauerstoff oxydierend wirken. Während der Kaltphase kann dann die Sekundärluft wie beim Einbettkatalysator bei den Auslaßventilen zugegeben werden. Die Umschaltung der Luft erfolgt erst, wenn beide Katalysatoren ihre Arbeitstemperatur erreicht haben. Der NO_x-Ausstoß wird durch diese Maßnahme kaum beeinflußt, da der Motor im kalten Zustand nur relativ wenig NO_x emittiert [1, 2].

Die bisher bekannten Fahrzyklen (Europa-, Kalifornien-, Japan- und CVS-Test) beinhalten den Kaltstart bei Motortemperaturen zwischen 20 und 30° C. Da die Nachverbrennung bei den katalytischen Konvertern erst bei höheren Abgas-Temperaturen und somit erst etwa 80 s nach dem Start einsetzt (Bild 35), kommen der Aufheizgeschwindigkeit und den Maßnahmen zu ihrer Steigerung erhöhte Bedeutung zu [1]. Diese Maßnahmen lassen sich in zwei Gruppen einteilen:

1. Maßnahmen zur Erhöhung der vom Motor in das Abgas abgegebenen Energie durch Spätzündung, Erhöhung der Leerlaufdrehzahl, späteres Hochschalten des automatischen Getriebes und Einstellen eines mageren Gemisches. Durch diese Eingriffe wird sowohl die Abgasmenge als auch die Abgastemperatur erhöht [1, 2].
2. Maßnahmen an der Nachverbrennungsanlage, die den Wärmebedarf verringern. Dazu gehören der Anbau des Katalysatorbehälters in Motornähe, Verwendung dünner Bleche und von Katalysatoren mit geringer spezifischer Wärmekapazität, optimale Schichtdicke des Katalysators, Lufteinblasung am Auslaßventil

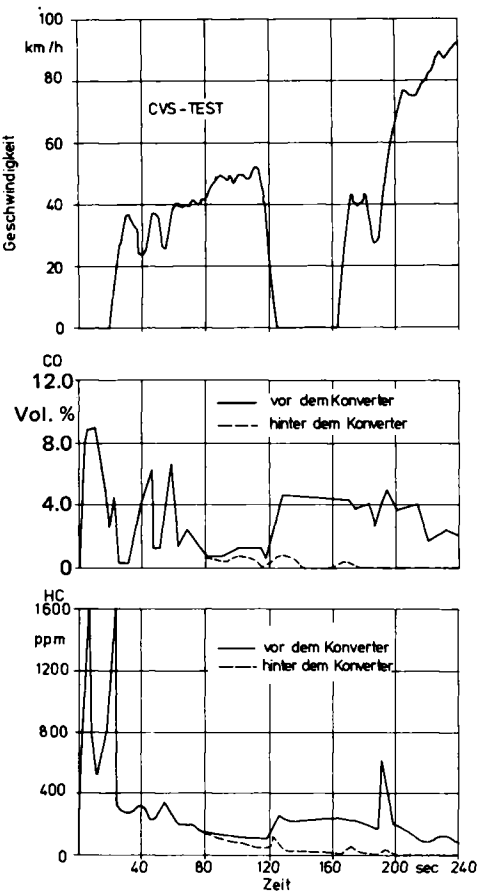


Bild 35. CO- und HC-Abgaskonzentrationen vor und hinter dem Oxydationskonverter während der ersten 240 s des CVS-Testes

und gute Vermischung von Abgas mit Luft zur Ermöglichung einer Oxydation bereits vor dem Katalysator [1, 2].

Als dritte Möglichkeit wurde auch eine Zuführung von Fremdenergie durch eine Flammenstartanlage bzw. durch elektrisches Vorheizen des Katalysators untersucht, aber aus verschiedenen Gründen (Kosten, Komplexheit) verworfen [1].

Bild 36 zeigt einen schematischen Aufbau einer Einbettkatalysatoranlage für einen monolithischen Oxydationskatalysator.

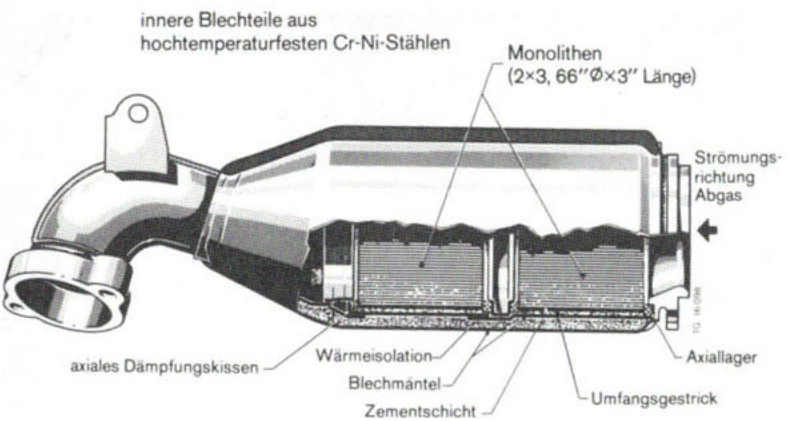


Bild 36. Schematischer Aufbau einer Einbett-Katalysatoranlage für einen monolithischen Katalysator (Daimler Benz)

c) Katalytische Abgasreinigungskonzepte:

Während bis 1973/74 Abgasreinigungskonzepte im wesentlichen auf rein motorische Maßnahmen aufgebaut waren, werden heute in den USA im wesentlichen katalytischen Konzepte eingesetzt. Die zunächst entwickelten katalytischen Reinigungsanlagen waren recht kompliziert. In Bild 37 ist ein im Jahre 1972 von Ford im Rahmen des Inter-Industry Emission Control Programm (IIEC) entwickeltes Abgas-

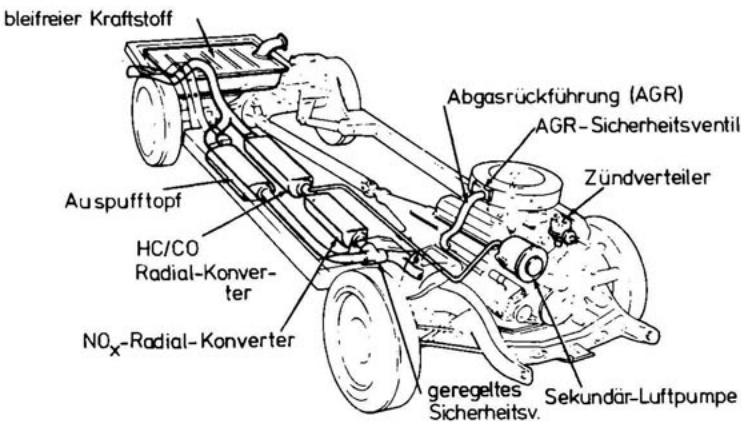


Bild 37. Katalytische Nachverbrennungsanlage (Doppelbett-Katalysatoranlage mit Schüttgut) mit Bypass-Leitung und Abgasrückführung (IIEC-Ford)

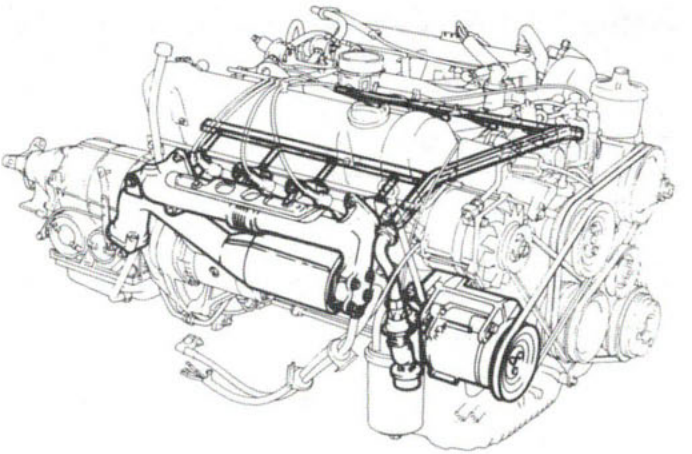


Bild 38. Katalytische Nachverbrennungsanlage mit monolithischem Oxydationskatalysator und Luftpumpe (Daimler Benz)

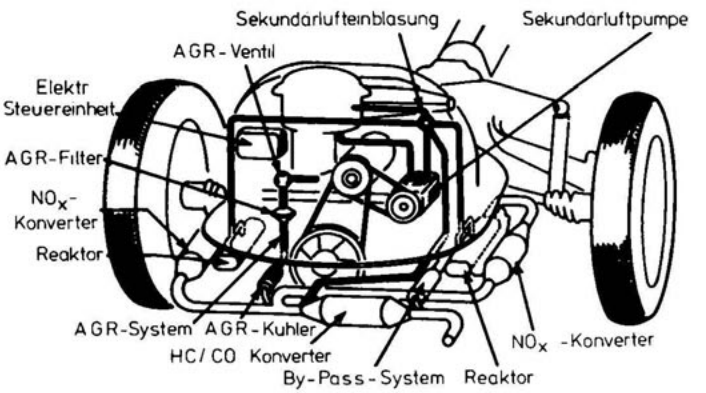


Bild 39. Katalytische Abgasreinigungsanlage kombiniert mit Abgasrückführung, thermischen Reaktoren und Sekundärlufteinblasung (VW)

reinigungskonzept dargestellt. Es handelt sich dabei um eine Doppelbett-Anlage (gefüllt mit Schüttgutkatalysatoren), mit Bypass-Leitung zur Vermeidung zu hoher Temperaturen im Innern des Katalysatorbettes. Außerdem ist Abgasrückführung (AGR) vorgesehen [3].

Eine weitere katalytische Nachverbrennungsanlage mit monolithischem Katalysator und Sekundärlufteinblasung zeigt Bild 38.

In Bild 39 ist ein weiteres Abgasreinigungskonzept dargestellt. Es handelt sich um die Verknüpfung von katalytischer Abgasreinigung,

Abgasrückführung und thermischer Nachverbrennung mit zusätzlicher Lufteinblasung [1]. Zwar gelingt es bei frischen, noch aktiven Katalysatoren strengste Anforderungen zu erfüllen, doch liegen die Kosten eines derartig komplexen Systems zu hoch; Fahrverhalten sowie Kraftstoffverbrauch sind nicht akzeptabel.

Die z. Z. auf dem Markt befindlichen katalytischen Abgasreinigungsanlagen bestehen nahezu ausschließlich aus einer Einbett-Oxydationsanlage gemäß Bild 33 mit und ohne Luftpumpe. Die Gemischerzeugung erfolgt mit präzise arbeitenden Vergasern („Abgas-Vergaser") bzw. mit elektronischer oder auch mechanischer Benzineinspritzung.

Ein weiteres Abgasreinigungssystem ist schematisch in Bild 40 wiedergegeben. Hierbei handelt es sich um ein mit Hilfe einer Abgassonde (λ-Sonde, Zirkondioxidsonde) im geschlossenen Regelkreis arbeitendes katalytisches System mit elektronischer Benzineinspritzung [4]. Die Bereitstellung eines stöchiometrischen Gemisches erlaubt den Einsatz von selektiven Katalysatoren, die in der Nähe des stöchiometrischen Gemisches in der Lage sind, gleichzeitig alle drei Schadstoffkomponenten (HC, CO und NO_x) zu reduzieren.

Bei dem in Bild 40 dargestellten Abgaskonzept ist als Gemischbildner die sog. „L-Jetronic" von Bosch eingesetzt. Im Gegensatz zu dem früheren Einspritzsystem („Jetronic") wurde bei der „L-Jetronic" als Haupteingabegröße die vom Motor angesaugte Luftmenge gewählt. Damit werden Veränderungen des Füllungsgrades, die z. B. durch Ablagerungen im Verbrennungsraum und an den Ventilen, durch Änderungen an den Ventileinstellungen oder infolge des Abgasgegendruckes entstehen können, kompensiert. Das vom Luftmengenmesser abgegebene Signal dient in einem elektronischen Steuer-

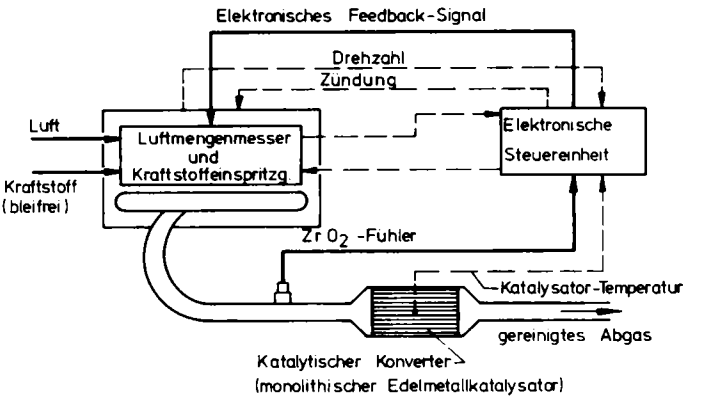


Bild 40. Prinzipdarstellung eines katalytischen Abgasreinigungssystems mit geschlossenem Regelkreis (VW – Bosch)

gerät als Haupteinflußgröße für die Ermittlung der Einspritzmenge. Als Drehzahlinformation wird die Zündfrequenz verwendet. Alle Einspritzventile werden gleichzeitig, und zwar zweimal pro Kurbelwellenumdrehung, betätigt. Darüber hinaus werden dem Steuergerät Drosselklappenstellung, Startschalterstellung und Kühlwassertemperatur eingegeben. Aus diesen Größen werden die Einspritzmenge, die Zündwinkelkorrektur und – wenn erforderlich – auch die Ventilstellung für die Abgasrückführung durch logische Verknüpfung und gespeicherte Funktionen ermittelt [4].

Die λ-Sonde ist in die Abgasleitung eingebaut. Anschließend strömt das Abgas durch den selektiven Katalysator ohne Zusatzluft. Mit Hilfe eines Temperaturfühlers wird die Katalysatorbett-Temperatur gemessen, damit im Falle einer zu starken Temperaturerhöhung infolge eines Fehlers die Einspritzmenge oder der Zündzeitpunkt geändert werden kann.

d) Spezifische Probleme:

Im folgenden soll auf einige spezifische Probleme, die für die katalytische Abgastechnologie von Bedeutung sind, kurz eingegangen werden.

Ermittlung der katalytischen Aktivität

Die Eigenschaften der Katalysatoren werden im Hinblick auf ihre katalytische Aktivität, chemische Stabilität, selektives Verhalten usw. in Laborapparaturen ermittelt, von denen eine in Bild 41 schematisch dargestellt ist [1, 5]. Kleine Katalysatorproben (bei Monolithen z. B. 1 Zoll ∅ × 3 Zoll Länge) werden mit synthetischem Abgas oder Motorabgas bestimmter Zusammensetzung beaufschlagt und die Um-

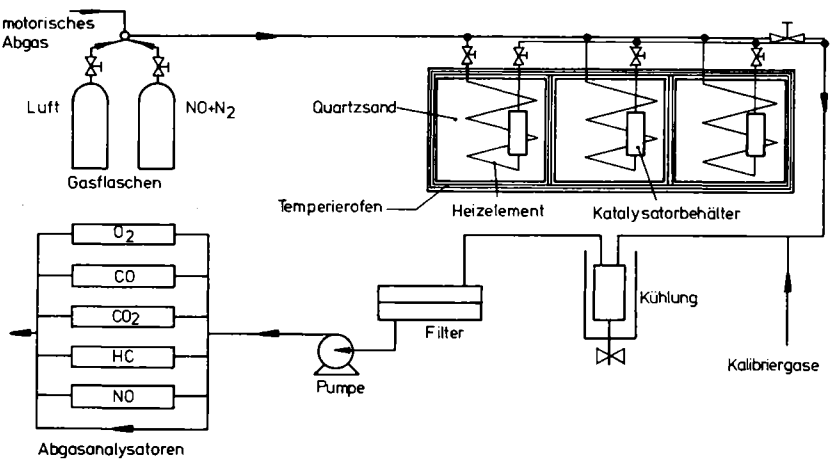


Bild 41. Schematische Darstellung einer Laborapparatur zur Messung der katalytischen Aktivität (VW)

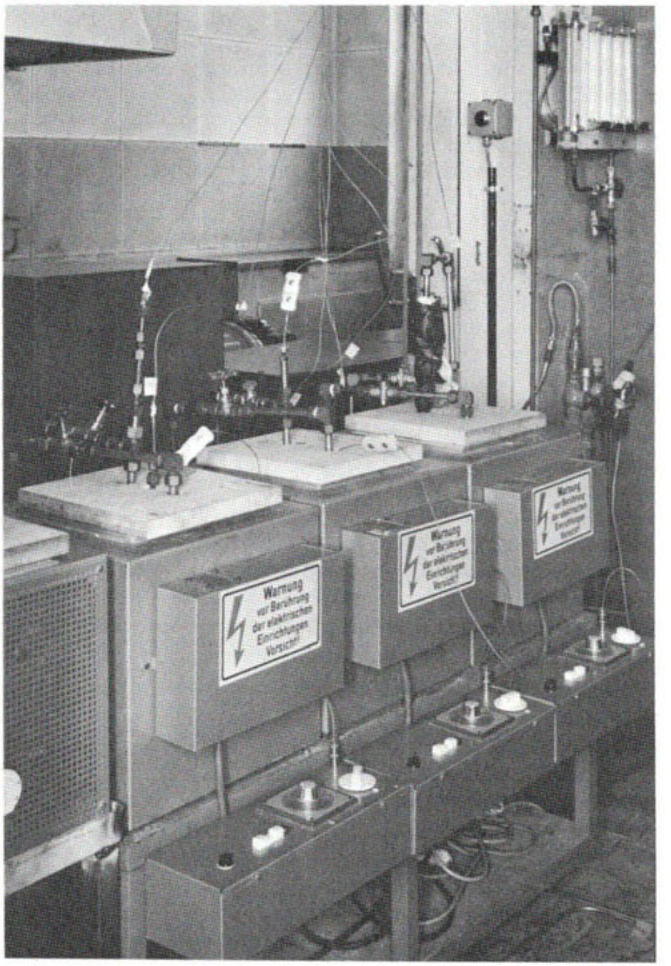


Bild 42. Temperieröfen, in denen die Umsetzungsgrade von Katalysatoren gemessen werden (VW)

setzungsgrade werden in Temperieröfen ermittelt (Bild 42). Der Umsetzungsgrad (in %) ermittelt sich aus Eingangskonzentration minus Ausgangskonzentration, dividiert durch Eingangskonzentration und multipliziert mit 100.

Die Umsetzungsgrade („Konvertierungsgrade") werden zunächst für den frischen Katalysator in Abhängigkeit von der Katalysator-Eintrittstemperatur ermittelt. Parallel dazu werden Proben auf dem

Motorprüfstand oder im Labor gealtert und daran anschließend ebenfalls vermessen. Ein typisches Ergebnis zeigt für die HC-Umsetzung Bild 43.

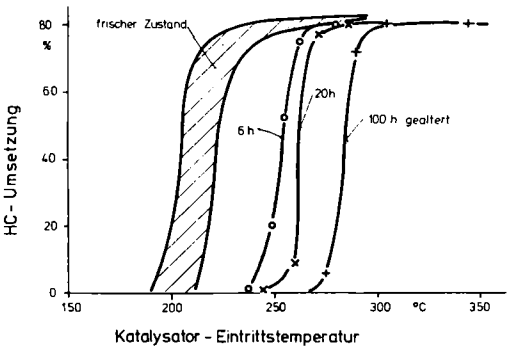


Bild 43. HC-Umsetzung als Funktion von der Katalysator-Eintrittstemperatur und dem Alterungszustand [5]

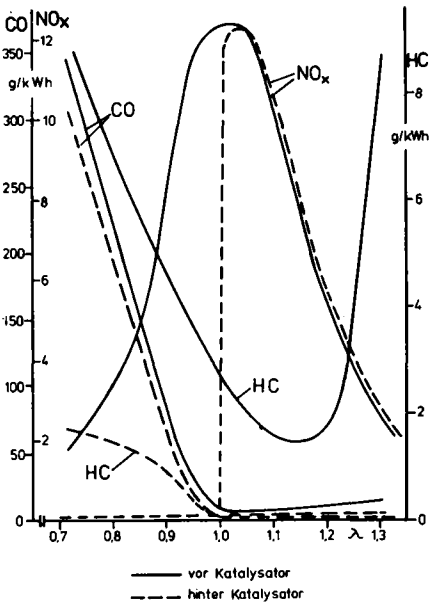


Bild 44. HC-, CO- und NO_x-Konzentrationen vor und hinter einem Einbett-Katalysator (NO_x-Bett) in Abhängigkeit vom Luftverhältnis [4]

Selektive Katalysatoren

Bild 44 zeigt die Emissionswerte der 3 Schadstoffkomponenten vor und hinter einem Einbett-Katalysator (NO_x-Bett) in Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ [4].

Bei kraftstoffreichem Gemisch ($\lambda < 1$) ist die NO_x-Emission hinter dem Katalysator gering, da die Stickstoffoxide mit Hilfe des vorhandenen CO zu N_2 reduziert werden. Die CO-Emission ist jedoch wegen des Luftmangels nur geringfügig vermindert. Die HC-Emission ist durch die Wirkung des Katalysators stark, aber noch nicht ausreichend zurückgegangen. Die Tatsache, daß die HC-Emission durch den Katalysator wesentlich stärker verringert wird als die CO-Emission, ist damit zu erklären, daß die Kohlenwasserstoffe leichter oxydierbar sind als CO und daß der auch bei kraftstoffreichem Gemisch noch vorhandene Restsauerstoff zu einer beträchtlichen Teiloxydation der Kohlenwasserstoffe führt.

Bei kraftstoffarmen Gemisch [$\lambda > 1$] sind die Emissionen von CO und HC außerordentlich gering, da hier der Katalysator mit Hilfe des im Abgas vorhandenen Luftüberschusses eine Oxydation dieser Komponenten bewirkt. Die Stickstoffoxidemission wird auf der kraftstoffarmen Seite durch den Katalysator nicht verringert, da hier wegen des Sauerstoffüberschusses und des CO-Mangels eine Reduktion der Stickstoffoxide nicht möglich ist. Die Emission der Stickstoffoxide ist hier also genauso groß wie ohne Verwendung eines Katalysators, wenn man von einer sogar geringfügigen Erhöhung oberhalb $\lambda = 1{,}05$ absieht, deren Herkunft jedoch noch nicht geklärt ist [1, 4].

Bei stöchiometrischem Gemisch ($\lambda = 1{,}0$) zeigen die Emissionen aller drei Schadstoffkomponenten hinter dem Katalysator gleichzeitig geringe Werte. Theoretisch ist in diesem Falle sogar eine ideale Verbrennung ohne Rückstände möglich, da sich der gesamte Sauerstoff der Verbrennungsluft mit den gesamten brennbaren Bestandteilen des Kraftstoffes verbinden kann. Welche Emissionen von HC, CO und NO_x tatsächlich hinter dem Katalysator noch auftreten, hängt stark von den Eigenschaften des verwendeten selktiven Katalysators ab.

Weiteres über selektive Katalysatoren siehe [6].

Abgassonden

Die Abgassonde besteht meist aus einem mit gasdurchlässigen Platinelektroden versehenen Rörchen aus Zirkondioxid, ZrO_2. Die Wirkung der Sonde beruht darauf, daß dieses keramische Material, dotiert mit bestimmten Metalloxiden, bei erhöhter Temperatur für Sauerstoffionen leitend wird. Ist der Sauerstoff-Partialdruck auf den beiden Seiten der Sonde verschieden groß, so enststeht zwischen den beiden Grenzflächen eine elektrische Spannung, die dem Logarithmus des Verhältnisses der Sauerstoff-Partialdrücke proportional ist. Das Röhrchen wird mit Hilfe einer Metallfassung derart in die Abgasleitung

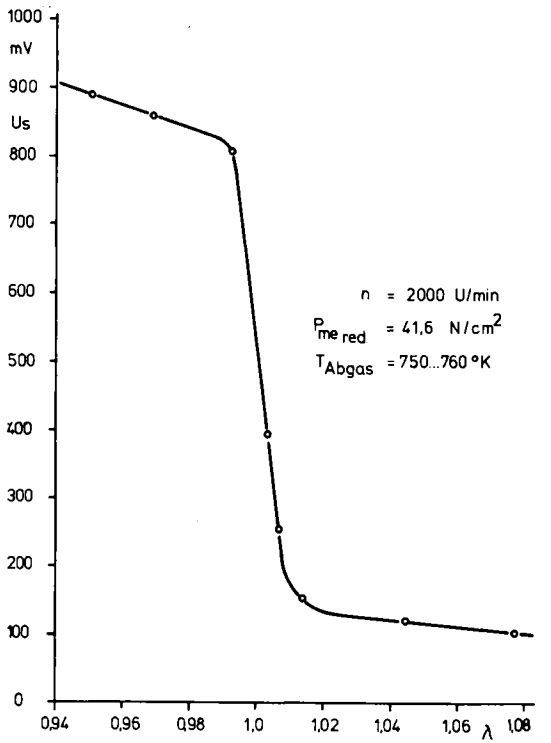


Bild 45. Spannungsverlauf einer Zirkondioxyd-Sonde [4]

eingeschraubt, daß seine Außenfläche vom Abgas umgeben ist. Der innere Teil des Rörchens steht mit der Außenluft in Verbindung. Da der Partialdruck des Sauerstoffs in der freien Atmosphäre bekannt ist, ist die Spannung an der Sonde ein direktes Maß für den Partialdruck des Sauerstoffs im Abgas und damit für das Luftverhältnis λ.

Bei einer Variation des Kraftstoff-Luftverhältnisses entsteht in unmittelbarer Nähe von $\lambda = 1$ wegen der dort an der Außenseite des Zirkondioxid-Röhrchens auftretenden starken Änderung des Sauerstoffgehaltes eine sehr starke Änderung der Sondenspannung um etwa 0,7 V, Bild 45, die zur Istwert-Anzeige für die Regelung benutzt wird. Die Lage und die Höhe der Spannungsänderung sind nur geringfügig abhängig von der Temperatur [4].

Die Lebensdauer der Sonde hängt von der Beständigkeit der Pt-Oberflächen sowie des Zirkondioxides (Thermoschock-Verhalten) ab.

Bild 46 zeigt kurz die Problematik auf, wie sie beim Zusammenwirken von Abgassonden und selektiven Katalysatoren auftritt. Wäh-

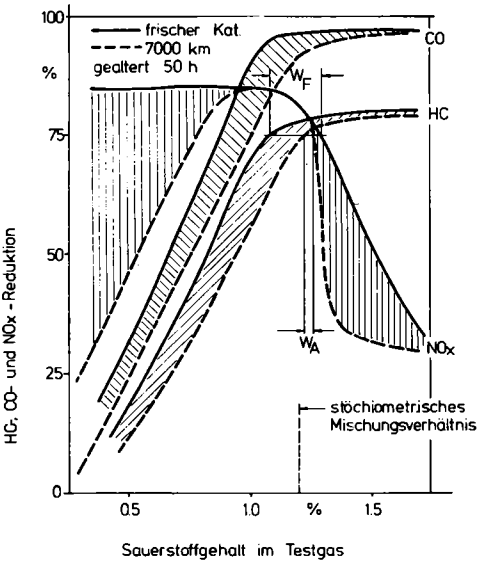


Bild 46. Reduktionsverhalten eines selektiven Katalysators bei 380°C im frischen und gealtertem Zustand [6]

rend die Sonde ihren Arbeitsbereich um $\lambda = 1$ hat, zeigt dieses Bild, daß der Arbeitsbereich des frischen Katalysator („W_F") mehr im fetten Bereich liegt, während der Arbeitsbereich des gealterten Katalysator („W_A") eindeutig im mageren Bereich liegt. Die Sondencharakteristik mit dem optimalen Arbeitsbereich des Katalysators in Übereinstimmung zu bringen ist zur Zeit eine der Forschungsaktivitäten auf diesem Gebiet, vgl. [6].

Literatur

[1] Bernhardt, W. E., Hoffmann, E., Methods for Fast Catalytic System Warm-Up During Vehicle Cold Starts. SAE-Paper Nr. 720481 (1972), vgl. auch: SAE Transactions (1973), S. 1654–1667.

[2] Obländer, K., Abthoff, J., Entwicklungsstand der thermischen und katalytischen Nachverbrennung bei Ottomotoren, MTZ 33 (1972), S. 206–213, vgl. auch: VDA-Schriftenreihe Nr. 18 „Auto und Abgas" (1974), S. 45–75. Praktische Probleme beim Einsatz von Abgaskatalysatoren. Seminar „Fahrzeugmotor – Abgasentgiftung" Techn. Akademie Wuppertal, 3.–4. 2. 1975

[3] Campau, R. M., Low Emission Concept Vehicles. SAE-Paper Nr. 710294 (1971).
[4] Zechnall, R., Baumann, G., Reines Abgas bei Ottomotoren durch geschlossenen Regelkreis, MTZ 34 (1973), S. 7–11.
[5] König, A., Hellbach, H., Döring, G., Fuel, Oil and High Temperature Effects on Noble-Metal Oxidation Catalysts. SAE-Paper Nr. 741059 (1974).
[6] Bernhardt, W., E., Studies on NO_x Reduction and Three-Component Catalysts, Proceedings General Motors Research Laboratories Symposium „The Catalytic Chemistry of Nitrogen Oxides", Plenum Press. New York (1975).

213 Kraftstoffseitige Maßnahmen

Winfried Bernhardt, Herbert Heitland, Holger Menrad

Auf die heute (1978) gesetzlich begrenzten Schadstoffe HC, CO und NO_x hat eine im üblichem Rahmen schwankende Zusammensetzung der Kraftstoffe nur geringen Einfluß. Bei Ottomotoren führen Kraftstoffe mit niedrigem Siedeverhalten zu geringen Schadstoffemissionen bei kalter Maschine.

Einzelne Komponenten aus der Vielzahl der im üblichen Ottokraftstoff enthaltenen Kohlenwasserstoffgruppen, aus den Additiven (z. B. bleihaltige Antikopfmittel), aus Restmengen wie Schwefel, Phosphor können zur Umweltbelastung beitragen.

Wegen der unterschiedlichen Toxitität und belästigenden Wirkung dieser Gruppen ist eine Relation zwischen Gehalt im Kraftstoff und Menge im Abgas wichtig. Nach heutigem Stand sind diese komplexen Vorgänge nur teilweise überschaubar. Die bisher bekannten Ergebnisse aus der Forschung lassen den Schluß zu, daß ein Teil der HC-Komponenten im Verbrennungsraum durch Crack-Reaktion entstehen, andere bei der Verbrennung unverändert bleiben [7].

Verschiedene Kraftstoffzusätze (Blei, Brom, Phosphor u. a.) können vergiftend auf Katalysatoren wirken.

Aus dem Tank ausdampfende Komponenten können durch entsprechende geschlossene Entlüftungssysteme mit Adsorptionseinheiten zurückgehalten werden.

Noch nicht gelöst ist das Verdampfungs- und Verschüttungsproblem beim Abfüllen, Lagern und Versand des Kraftstoffes.

Gasbetriebene Motoren zeichnen sich durch sehr geringen CO- und NO_x-Gehalt im Abgas aus [6].

Eine großtechnische Einführung gasförmiger Betriebsstoffe erscheint jedoch durch den erheblichen Aufwand eines Verteilungs- und Lagerungsnetzes kaum realisierbar.

Methanol erscheint als flüssiger Kraftstoff vorteilhaft, da die magere Zündgrenze bei höheren Luftverhältnissen liegt und höhere HC-Ver-

bindungen fehlen. Deshalb geringere CO- und HC-Emissionen, praktisch keine polyzyklischen HC-Verbindungen, durch niedrigere Verbrennungstemperatur geringere NO_x-Emissionen, kein Blei, Schwefel und Ruß [2, 3].

Laufende Forschungsarbeiten haben zum Ziel, am Motor direkt flüssige Brennstoffe in gasförmige umzusetzen, vorzugsweise mit katalytischen Verfahren („Spaltvergaser"), um die günstigen Abgaswerte der gasbetriebenen Motoren zu realisieren [1, 2, 5].

Literatur

[1] Bernhardt, W., Catalyst Problems with On-Board Gas Generation for Automobiles. 1975 Gordon Research Conference on Catalysis, New London, N. H., 1975.
2] Bundesministerium für Forschung und Technologie, Neuen Kraftstoffen auf der Spur, Köln 1974.
[3] Heitland, H., Bernhardt, W., Lee, W., Vergleichende Untersuchungen von methanol- und benzinbetriebenen Kraftfahrzeugen. 2nd Symposium on Low Pollution Power Systems Development, Düsseldorf 1974.
[4] Henkel, H.-J., Katalytische Kohlenwasserstoffspaltung in einem kompakten Gasgenerator. Z. Erdoel und Kohle – Erdgas – Petrochemie 27 (1974), S. 251–254.
[5] Houseman, J., Cerini, D. J., On-Board Hydrogen Generator for a Partial Hydrogen Injection Internal Combustion Engine, SAE 740600.
[6] König, A., Lee, W., Einsatz gasförmiger Brennstoffe in Kraftfahrzeugen als Maßnahme zur Verringerung für Schadstoffemissionen, 10. Intern. Kfz.-technische Tagung, Karl-Marx-Stadt, 31. 8. –1. 9. 1972
[7] May, H., Abgasemission von Kraftfahrzeugen in Großstädten und industriellen Ballungsgebieten, Köln 1973.

22 Dieselmotor

Bodo Block, Walter Hühn

221 Dieselmotorische Verbrennung und Schadstoffbildung

Die dieselmotorische Verbrennung ist dadurch charakterisiert, daß der Kraftstoff kurz vor bzw. noch während der Verbrennung in den Brennraum eingespritzt wird. Es entsteht ein heterogenes Kraftstoff-Luftgemisch, bei dem die Verbrennung in der Regel an mehreren Stellen durch Selbstzündung des Kraftstoffes einsetzt und der weitere Ablauf entscheidend durch die turbulenten Mischungs- und Diffusionsvorgänge im Brennraum beeinflußt wird. In einzelnen Brennraumzonen und im Bereich der Kraftstofftröpfchen treten zwangsläufig sehr kleine Luftverhältnisse auf, die bei den hohen Temperaturen im Brennraum zu Zerfallsreaktionen der Kraftstoffmoleküle führen. Von Beginn der

Verbrennung an laufen Oxydations- und Zerfallsreaktionen nebeneinander her.

Bei den Zerfallsreaktionen werden die Paraffine, die hauptsächlichen Bestandteile des Dieselkraftstoffes, in Olefine und kleinere Paraffinmoleküle aufgespalten, wobei die Bruchstelle mit wachsender Temperatur von der Mitte zum Ende der kettenförmigen Moleküle wandert [1].

Bei den Oxydationsreaktionen treten drei als unterschiedliche „Flammen" charakterisierte Abläufe nacheinander und nebeneinander im Brennraum auf.

Die „Kalte Flamme" ist die erste Verbrennungsphase; sie ist mit einer plötzlichen Druckänderung und einer Lumineszenz verbunden. Die Spektralanalyse weist auf das Vorhandensein von Aldehyden, hauptsächlich Formaldehyd in angeregtem Zustand hin [2, 3].

Nach Sokolik [4] werden in der Kalten Flamme max. 10—15% der Kraftstoffenergie umgesetzt.

Die „Blaue Flamme" entsteht, ausgehend von der Kalten Flamme, bei der Hochtemperaturoxydation der homogen aufbereiteten Gemischteile bevorzugt bei stöchiometrischen Luftverhältnissen. Die Spektralanalyse zeigt das Auftreten von Formaldehyd und von HC- und HCO-Radikalen an.

Die „Gelbe Flamme" ist gekennzeichnet durch freien Kohlenstoff in der Flamme (Rußbildung). Wie bei der Blauen Flamme treten auch hier HC- und HCO-Radikale auf.

Mit blauer Flamme, d. h. unter mehr oder weniger homogenen Bedingungen, verbrennt nur ein relativ kleiner Teil des Kraftstoffes. Der Hauptenergieumsatz erfolgt mit gelber Flamme, d. h. unter Bedingungen, die dem Verbrennungsvorgang in Diffusionsflammen ähnlich

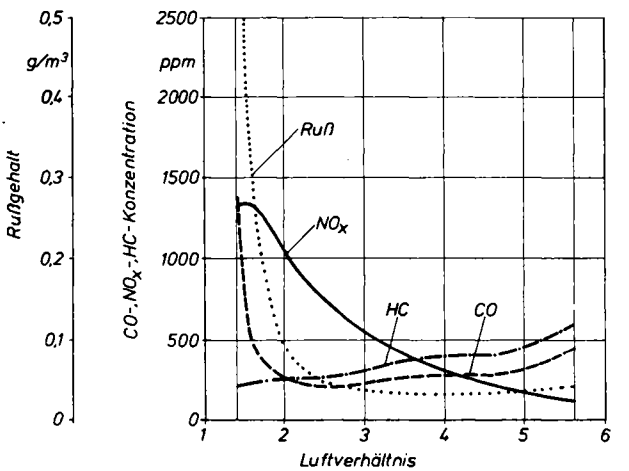


Bild 47. Abhängigkeit der Schadstoffkonzentration vom Luftverhältnis bei einem Dieselmotor mit Direkteinspritzung

sind. Das mittlere Luftverhältnis charakterisiert zwar nicht diesen durch Diffusionsvorgänge gesteuerten Verbrennungsablauf, gibt aber einen guten Anhaltspunkt für die Abgaszusammensetzung. Die Abhängigkeit der Schadstoffkonzentrationen vom Luftverhältnis ist in Bild 47 für einen Dieselmotor mit Direkteinspritzung dargestellt.

Beeinflußt wird die Höhe und der vom Luftverhältnis abhängige Verlauf der Schadstoffkonzentrationen durch die Drehzahl und die Förderbeginneinstellung des Motors, durch Druck und Temperatur der Ansaugluft sowie durch den Abgasgehalt der Zylinderladung und vor allem durch die Art des Verbrennungsverfahrens.

Kohlenmonoxid (CO) wird in den Bereichen örtlich kleiner Luftverhältnisse gebildet und anschließend, abhängig von dem Sauerstoffangebot, der Gastemperatur und der zur Verfügung stehenden Zeit weiter zu CO_2 oxydiert. Niedrige Gastemperatur (hohes Luftverhältnis) und geringes Sauerstoffangebot (kleines Luftverhältnis) führen zu einem Anstieg der CO-Konzentration [5, 6]. Da der Dieselmotor jedoch im gesamten Betriebsbereich mit Luftverhältnissen über 1 betrieben wird, ist der CO-Gehalt im Abgas sehr gering und für die Abgasentgiftung von untergordneter Bedeutung.

Die Bildung von *Stickstoffmonoxid* (NO), das primär im Motor entsteht, ist ein stark endothermer Vorgang und daher außer von der Konzentration der Reaktionspartner vor allem von der Temperatur abhängig. Entscheidend ist die örtlich mittlere Gastemperatur, da die Reaktion so langsam verläuft, daß das NO nicht in der Flammenzone selbst, sondern erst im Verbrennungsgas entsteht [7]. Aber auch hier wird die zur maximalen Gastemperatur gehörende Gleichgewichtskonzentration aufgrund der kurzen Verweilzeit nicht erreicht [8, 9].

Während der Expansion wird nur wenig NO zurückgebildet, da die Zerfallsgeschwindigkeit mit fallender Temperatur rasch abnimmt und die Reaktion bereits unterhalb 1700° C einfriert.

Bei Abgastemperaturen unter 620° C beginnt NO zu NO_2 aufzuoxydieren. Der NO_2-Gehalt im Abgas ist also in erster Linie von der Abgastemperatur, von der Verweilzeit im Auspuffsystem und von der Sauerstoffkonzentration im Abgas abhängig [10].

Im Abgas enthaltene *Kohlenwasserstoffe* (HC) stammen aus Bereichen, die von der Verbrennung nicht oder nur unvollkommen erfaßt werden. Solche Bereiche sind die Zonen sehr armen Gemisches, die wandnahen Zonen und die konstruktiv bedingten Spalträume (Quench-Effekt) [11, 12]. Ungünstige Gemischverteilung und Aufspritzen von Kraftstoff auf die Brennraumwand können insbesondere bei hohen Luftverhältnissen zu einem Anstieg der HC-Emission führen. Auch der bei Loch-Einspritzdüsen aus dem Sackloch verdampfende Kraftstoff erhöht die HC-Emission [13, 14].

Ruß entsteht bei örtlich starkem Luftmangel und hohen Temperaturen. Ausgelöst wird der Rußbildungsvorgang durch thermische

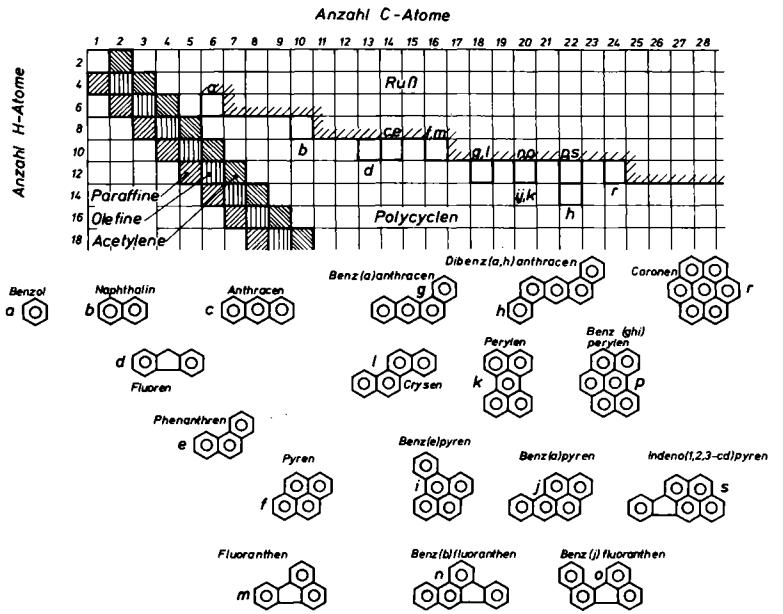


Bild 48. Darstellung einiger Polyzyklen in Abhängigkeit von der Anzahl der C- und H-Atome im Molekül mit Abgrenzung zum Ruß

Zerfallsreaktionen der Kraftstoffmoleküle, die dabei unter Wasserstoffabspaltung bis zu Acetylen gecrackt werden. Hierauf aufbauend führen Polymerisationsvorgänge zu Polyacetylenen und bei hohen Temperaturen in Verbindung mit Zyklisierungs- und Dehydrierungsvorgängen weiter zu Kohlenstoffkomplexen mit polyzyklischer Struktur. Die Kohlenstoffkomplexe bilden Rußkristallite mit stark gestörter Graphitstruktur. Durch Agglomeration entstehen größere Rußteilchen mit kugeliger Form (Durchmesser etwa 200 – 500 Å), die sich beim Abkühlen schließlich zu großen Rußflocken aneinanderreihen können [15, 16].

Aufbau und Bildungsmechanismus der *Polyzyklen* sind dem Ruß ähnlich, nur entstehen diese bevorzugt bei relativ niedrigen Temperaturen und bei Anwesenheit von Wasserstoff durch Hydrierung und Zyklisierung von Polyacetylenen. Die Bildung der Polyacetylene erfolgt auch hierbei durch thermische Zerfallsreaktionen mit anschließender Polymerisation [17, 18]. Bild 48 zeigt, nach Anzahl der C- und H-Atome im Molekül geordnet, den chemischen Aufbau einiger Polyzyklen und die Abgrenzung des Bereichs der Polyzyklen zum Ruß hin.

Die *Reiz- und Geruchsstoffe* im Abgas können bisher nicht eindeutig identifiziert werden. Mindestens 100 der im Abgas enthaltenen etwa 1000 Kohlenwasserstoffverbindungen tragen charakteristisch zum Geruch bei [19]. Basierend auf einer Vielzahl gaschromatischer Analysen wurden die Geruchsbezeichnungen „oily kerosene", im wesentlichen auf aromatischen Kohlenwasserstoffen beruhend, und „smoky burnt", vorwiegend auf partiell oxydierten Kohlenwasserstoffen beruhend, vorgeschlagen [20, 21]. Ein entsprechendes flüssigchromatographisches Meßgerät wurde entwickelt (Odormeter von A.D.Little [21]), konnte bisher jedoch nicht zufriedenstellen.

Für die subjektive Beurteilung des Geruches ist neben der Intensität vor allem seine Art bestimmend. Außerdem wird das Geruchsempfinden durch die Luftfeuchtigkeit und das psychologische und physiologische Befinden des Menschen beeinflußt.

Die Reizwirkungen können durch Aldehyde, insbesondere Acrolein, aber auch durch phenolische Verbindungen verursacht werden. Die Aldehyde sind ein Zwischenprodukt bei der Zündung und Verbrennung und werden hauptsächlich in der Kalten Flamme gebildet.

Die SO_2-*Emission* ist abhängig vom Schwefelgehalt im Kraftstoff. Bei einem Schwefelgehalt von 0,3 Gew.% (derzeitiger Mittelwert des Dieselkraftstoffes) entstehen etwa 6 g SO_2 pro kg Kraftstoff. SO_2 verbindet sich zum Teil mit dem Verbrennungswasser im Abgas zu schwefeliger Säure.

222 Instationäre Betriebszustände und Schadstoffemission

Der praktische Fahrbetrieb ist gekennzeichnet durch einen hohen Anteil an instationären Betriebszuständen (Beschleunigungen und Verzögerungen, Start- und Warmlaufvorgänge). Während dieser instationären Betriebszustände ist die im stationären Betrieb eindeutige Zuordnung von Zylinderladung, eingespritzter Kraftstoffmenge, Gemischbildung und Verbrennung zu der Motortemperatur (Bauteile, Kühlmittel und Schmieröl) und dem Druck- und Temperaturverlauf im Zylinder aufgehoben. Es ergeben sich vom stationären Betrieb abweichende Schadstoffemissionen, obwohl beim Dieselmotor die Kraftstoffmenge exakt dosiert wird und keine kritischen Übergangsphasen auftreten.

222.1 Beschleunigung und Verzögerung

Die Unterschiede in der Schadstoffemission sind in erster Linie auf die vom Stationärbetrieb abweichenden Brennraumtemperaturen zurückzuführen und damit durch den jeweils vorangegangenen Betriebspunkt bestimmt. Eine Beschleunigung ergibt im Vergleich zu den

stationär im Kennfeld gemessenen Werten niedrigere NO_x-Emissionen und höhere HC-Emissionen. Die CO-Emission kann, je nachdem, ob es sich um eine Teillast- oder Vollastbeschleunigung handelt, über oder unter der Emission des Stationärbetriebs liegen [22, 23]. Die Emissionsunterschiede sind bei Saugmotoren in der Regel gering. Bei aufgeladenen Motoren können während der Beschleunigung wegen Luftmangels erhöhte Rußemissionen auftreten, da der Turbolader erst beschleunigt werden muß, um den erforderlichen Ladedruck und damit die zur Verbrennung des eingespritzten Kraftstoffes nötige Luftmenge zur Verfügung zu stellen. Abhilfe wird üblicherweise geschaffen durch eine ladedruckabhängige Begrenzung der eingespritzten Kraftstoffmenge.

222.2 Start- und Warmlaufvorgang

Start- und Warmlaufvorgang sind extreme Betriebszustände, die zwangsläufig mit vom Stationärbetrieb stark abweichender Schad-

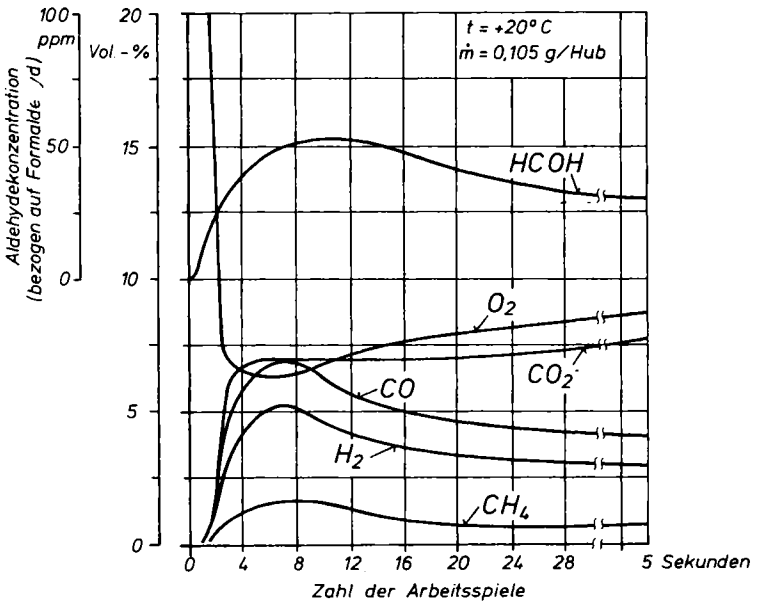


Bild 49. Abgaszusammensetzung beim Startvorgang in Abhängigkeit von der Zahl der Arbeitsspiele [26]. Umgebungstemperatur t = 20°C; Einspritzmenge m = 0,105 g/Hub

stoffemission verbunden sind. Hervortretende Merkmale sind die Reizwirkung und Geruchsbelästigung sowie die Trübung des Abgases durch Kaltrauch.

Der Kaltrauch ist im Gegensatz zum Schwarzrauch (Ruß) kein Verbrennungsprodukt, sondern Kraftstoff in Tropfenform vermischt mit Wassernebel [24]. Bei Entstehungstemperaturen unter 250 °C erscheint der Kaltrauch weiß, bei Temperaturen über 250 °C blau [25]. Ab einer bestimmten Brennraumtemperatur verschwindet der Kaltrauch ganz.

Die Reizwirkung und zum Teil auch die Geruchsbelästigung der Abgase werden in erster Linie durch die erhöhte Aldehydemission verursacht.

Die hohe HC-Emission, die letztlich die Schadstoffemission der Start- und Warmlaufphase kennzeichnet, ist vor allem ein Temperaturproblem. Der auf die kalten Brennraumwände auftreffende Kraftstoff geht in dieser Phase für die Gemischaufbereitung und Verbrennung verloren und gelangt unverbrannt in den Auspuff. Zum Ausgleich dieses Verlustes an Kraftstoff muß während des Starts eine gegenüber der Vollstmenge erhöhte Kraftstoffmenge eingespritzt werden. Bild 49 zeigt die Abgaszusammensetzung während eines Startvorganges bei +20 °C. Die Einspritzmenge entspricht einem Luftverhältnis von 0,7 (Startmenge) [26].

223 Verbrennungsverfahren und Schadstoffemission

223.1 Direkteinspritzung

Im Nutzfahrzeugbereich dominiert der Dieselmotor mit Direkteinspritzung wegen seiner gegenüber dem Kammermotor höheren Leisungsausbeute bei geringerem Kraftstoffverbrauch.

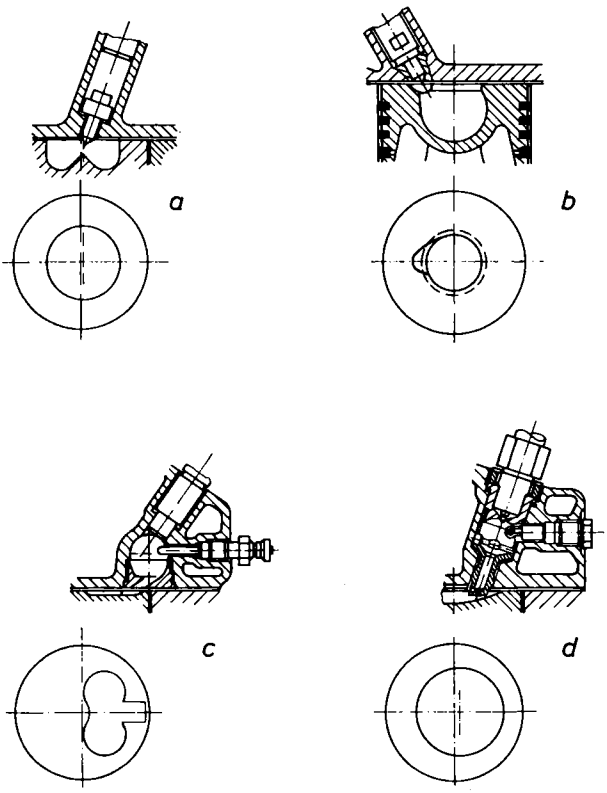
Am weitesten verbreitet ist das Verfahren mit *zentraler Mehrloch-Einspritzdüse* (meist 4-Lochdüse) (Bild 50, Teilbild a). Es zeichnet sich durch hohe Wirtschaftlichkeit und niedrigere thermische Belastung der Bauteile aus.

Der in der Regel relativ große Zündverzug von 0,7 − 1,0 ms führt jedoch während dieser Zeit aufgrund des überwiegend luftverteilten Kraftstoffes zu einem hohen Anteil an reaktionsfähig aufbereitetem Gemisch. Dadurch ergibt sich zu Beginn der Verbrennung eine Spitze im Wärmefreisetzungsverlauf, begleitet von erhöhter Druckanstiegsgeschwindigkeit. Eine verbrauchsgünstige, bezogen auf den oberen Totpunkt relativ frühe Verbrennung, hat dabei erhöhte NO_x-Emissionen zur Folge. Start- und Warmlaufverhalten sind bei diesem Verbrennungsverfahren relativ günstig.

Bei der Weiterentwicklung des Brennverfahrens in Richtung geringerer Schadstoffemission müssen kurze Zündverzüge, hohe Diffusions-

raten und Reaktionsgeschwindigkeiten sowie kurze Einspritzzeiten verwirklicht werden, damit die Verbrennung, bezogen auf den oberen Totpunkt, weiter nach spät verlegt werden kann, ohne daß die Emission an Kohlenmonoxid, Ruß und Kohlenwasserstoffen ansteigt. Als entscheidender Vorteil ergibt sich dann eine reduzierte NO_x-Emission aufgrund der niedrigeren Drücke und Temperaturen im Brennraum.

Bei dem Verfahren mit *wandnaher Gemischbildung* (Bild 50, Teilbild b) wird der Kraftstoff an der Peripherie des Brennraums mit 1- oder 2-Lochdüsen eingespritzt. Die Gemischbildung übernimmt zum größten Teil ein im Einlaßkanal erzeugter hoher Luftdrall um die



a Verfahren mit zentraler Mehrloch-Einspritzdüse
b Verfahren mit wandnaher Gemischbildung
c Wirbelkammer-Verfahren
d Vorkammer-Verfahren

Bild 50. Dieselmotorische Verbrennungsverfahren für den Nutzfahrzeug- und PKW-Bereich [31, 51]

Brennraumachse. Durch den Einfluß der relativ kalten Wand wird der Zündverzug zwar vergrößert, aber während dieser Zeit nur ein kleiner Teil des Gemisches reaktionsfähig aufbereitet, so daß die Verbrennung weich einsetzt. Im Punkt optimalen Luftdralls und optimaler Brennraumtemperatur können niedrige Luftverhältnisse, d. h. hohe Mitteldrücke gefahren werden.

Eine optimale Gemischaufbereitung im gesamten Betriebsbereich wird jedoch erschwert durch die drehzahl- und lastabhängige Schwankung der Brennraumwandtemperaturen und durch die für den unteren und oberen Drehzahlbereich unterschiedliche Drallanforderung. Dies führt zu erhöhten HC- und CO-Emissionen im unteren Lastbereich, insbesondere bei kleiner Drehzahl, und zu verstärkter Rußemission bei Vollast im untersten Betriebsdrehzahlbereich. Während der Start- und Warmlaufphase kommt es wegen der extrem ungünstigen Gemischbildungsbedingungen zu größeren und länger anhaltenden Kaltrauchemissionen.

223.2 Kammerverbrennungsverfahren

Im PKW-Bereich sind Dieselmotoren mit unterteiltem Brennraum (Bild 50, Teilbilder c) u. d)) vorherrschend wegen der größeren Drehzahlfreudigkeit und geringeren Geräuschemission. Die Verbrennung läuft hier in 2 Stufen ab. In der ersten Stufe kommt es – abhängig vom Kammervolumen – zu einer mehr (Wirbelkammer) oder weniger (Vorkammer) ausgeprägten Teilverbrennung in der Kammer. Das brennende und noch unverbrannte Kraftstoff-Luftgemisch wird in den Hauptbrennraum ausgeblasen und verbrennt hier in der zweiten Stufe unter starker Turbulenz. Teilverbrennung unter Luftmangel in der Kammer und relativ niedrige Drücke und Temperaturen im Hauptbrennraum hemmen die NO_x-Bildung, während die gute Durchmischung und hohe Verbrennungsgeschwindigkeit im Hauptbrennraum gleichzeitig sehr geringe CO-, HC- und Rußemissionen ergeben.

Die besonderen Merkmale der Kammerverfahren sind der kurze Zündverzug und die intensive Gemischbildung. Durch die hohe Verdichtung und auch durch die Starthilfe (Glühkerze) werden außerdem die Kaltrauchemission und die Reiz- und Geruchsbelästigung der Abgase während der Start- und Warmlaufphase weitgehend vermieden.

Die geringere Schadstoffemission der Kammermotoren ist verbunden mit einem 5–10% höheren Kraftstoffverbrauch als Folge der Überschiebeverluste und der verzögerten Wärmefreisetzung. Hinzu kommt eine erhöhte thermische Belastung des Zylinderkopfes.

223.3 Vergleich der Schadstoffemission von Kammermotor und Direkteinspritzer

Die Bilder 51 und 52 zeigen den Vergleich der Abgaswerte eines Dieselmotors mit Direkteinspritzung und mit Wirbelkammerverfahren. Die Motoren sind baugleich, sie unterscheiden sich nur im Verbrennungsverfahren [27]. Bei der Direkteinspritzung handelt es sich um ein Verfahren mit wandnaher Gemischbildung, was den relativ starken CO-

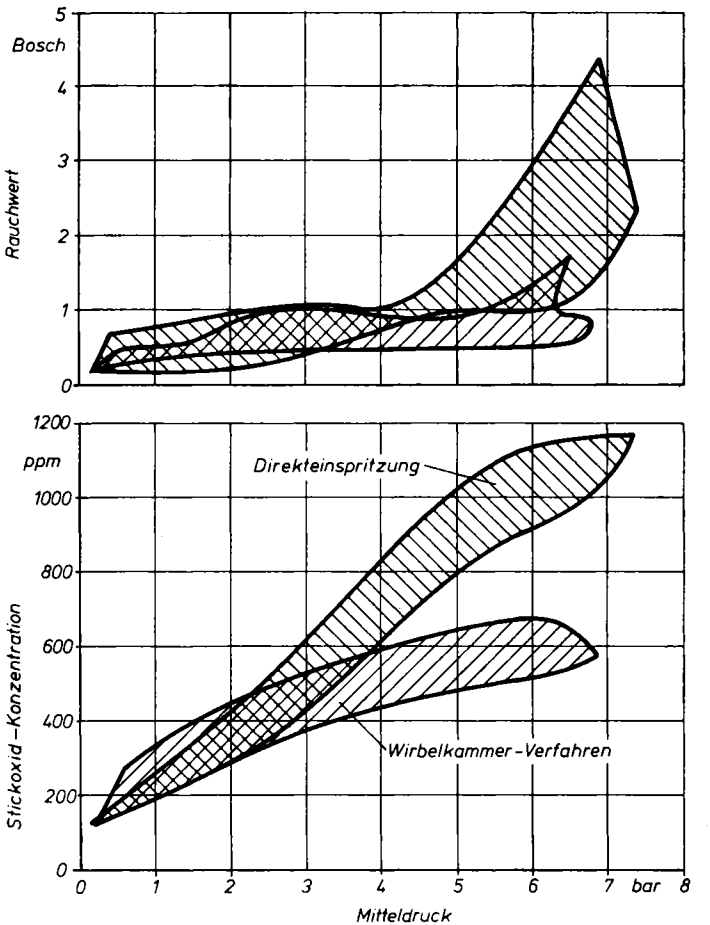


Bild 51. Vergleich der Rauchwerte und NO_x-Konzentrationen von Direkteinspritz- und Wirbelkammerverfahren [27]

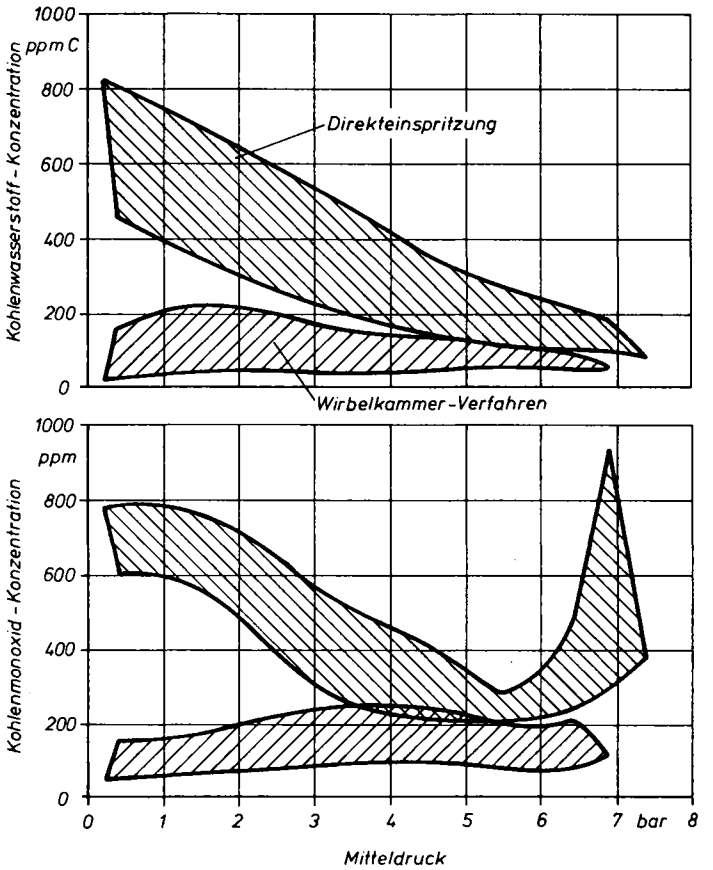


Bild 52. Vergleich der HC- und CO-Konzentrationen von Direkteinspritz- und Wirbelkammerverfahren [27]

und HC-Anstieg im unteren Lastbereich bedingt (Bild 52). Aus dem Vergleich geht die Überlegenheit des Kammerverbrennungsverfahrens, die Abgasqualität betreffend, deutlich hervor.

In Bild 53 sind die im Abgastest ermittelten Schadstoffemissionen von amerikanischen Nutzfahrzeugmotoren zusammengestellt [28]. Auch hier kommt die geringe Schadstoffemission der Kammermotoren zum Ausdruck. Die gute Abgasqualität ist auch der Grund, weshalb im Untertagebereich und in geschlossenen Räumen vorwiegend Kammermotoren im Einsatz sind.

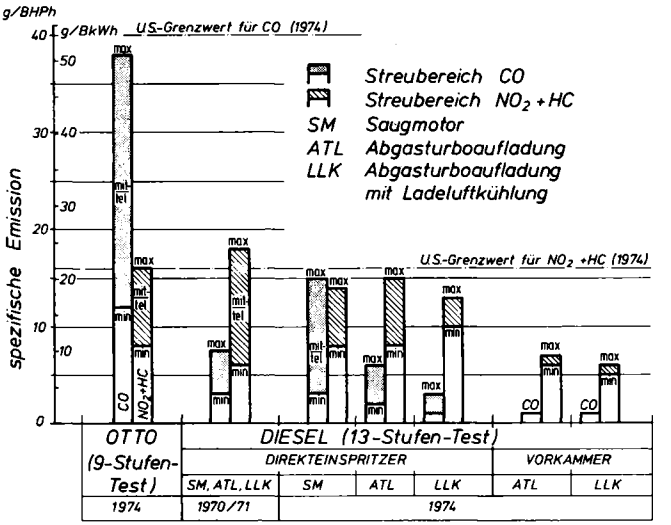


Bild 53. Spez. Schadstoffemissionen von Nutzfahrzeugmotoren im US 13-Stufen-Test [28]

224 Motorische Maßnahmen zur Schadstoffminderung

Die Abgasentgiftung ist bei den gegebenen Zusammenhängen eine an den Anforderungen orientierte Optimierung sowohl zwischen den Schadstoffkomponenten als auch zwischen der Schadstoffemission, der Leistungsausbeute und dem Kraftstoffverbrauch. Es liegt nahe, die Vorteile des Kammerbrennverfahrens (geringe Schadstoffemission, niedrige Zünddrücke) mit den Vorteilen der Direkteinspritzung (niedriger Kraftstoffverbrauch, geringe thermische Belastung) zu kombinieren, z. B. durch besondere Zylinderkopf- und Kolbenausbildung. Wegen der Anforderungen an die relative Führungsgenauigkeit des Kolbens ist das jedoch bisher nur für große Zylinderbohrungen anwendbar [29].

In jedem Fall muß die Arbeit zur Abgasentgiftung bereits bei der Verbrennungsentwicklung einsetzen und durch Abstimmen von Einspritzausrüstung, Brennraumgeometrie, Gemischbildung, Ventilsteuerzeiten und Verdichtung einen den gestellten Forderungen angepaßten Verbrennungsablauf bewirken, bevor weitere Maßnahmen getroffen werden [30]. Von größter Bedeutung für die Abgasentgiftung bei Dieselmotoren sind neben dem Rauch vor allem die Stickstoffoxide und Kohlenwasserstoffe.

224.1 Förderbeginn

Für die Förderbeginneinstellung der Einspritzpumpe, d. h. für den Einspritzzeitpunkt des Kraftstoffes und damit den Verbrennungsbeginn ergibt sich bei allen dieselmotorischen Verbrennungsverfahren ein verbrauchsoptimaler Wert, der hauptsächlich drehzahlabhängig und weniger lastabhängig ist. Eine Abweichung vom optimalen Verbrennungsbeginn in Richtung „spät" resultiert, wie Bild 54 zeigt, in einer Verringerung der Stickstoffoxidkonzentration im Abgas als Folge einer Verbrennungstemperaturabsenkung [31]. Beim Direkteinspritzer steigt neben dem Kraftstoffverbrauch auch der Rauchwert sofort an, während beim Kammermotor trotz zunehmenden Kraft-

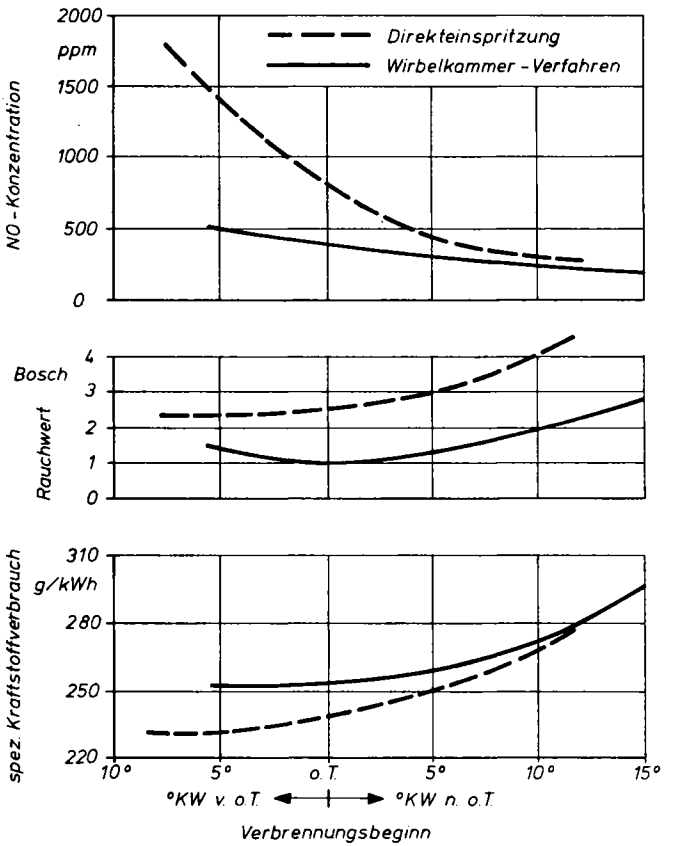


Bild 54. Einfluß des Verbrennungsbeginns auf Kraftstoffverbrauch und Abgaszusammensetzung [31]

stoffverbrauchs der Rauchwert zunächst noch etwas abfällt. Die CO-Emission verhält sich ähnlich dem Rauchwert, dagegen wird die Kohlenwasserstoffemission durch die Förderbeginnverstellung nur wenig beeinflußt.

Der Anstieg des Rauchwertes beim Direkteinspritzer kann weitgehend unterdrückt werden, wenn der Drehbewegung der Zylinderladung (Drall) eine Turbulenz überlagert wird [32].

Der verbrauchsoptimale Verbrennungsbeginn liegt beim Kammermotor später als beim Direkteinspritzer.

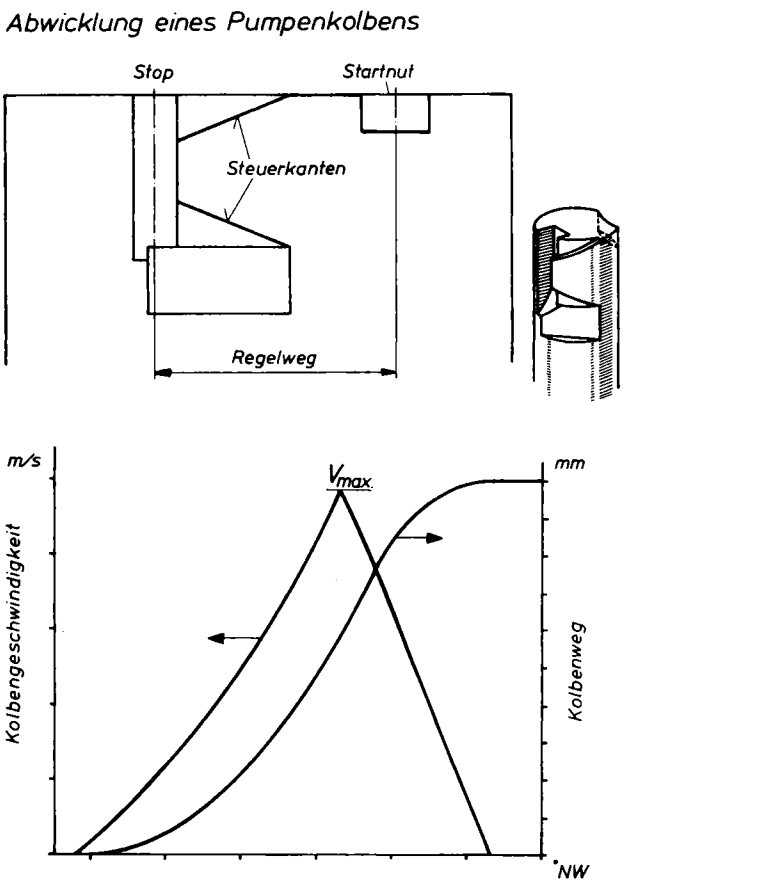


Bild 55. Einspritzpumpenelement mit lastabhängiger Leerhubvergrößerung und Startnut

Um die NO_x-Emission besonders im Teillastbereich zu senken, bietet sich an, der bei Fahrzeugdieselmotoren üblichen drehzahlabhängigen Förderbeginnverstellung eine lastabhängige Verschiebung des Einspritzzeitpunktes zu überlagern. Dies kann durch eine zweite schräge Steuerkante am oberen Rand des Einspritzpumpenelements erreicht werden, wobei der Leerhub (Vorhub) des Elements vergrößert wird (Bild 55).

224.2 Sonderverfahren der Kraftstoffeinspritzung

Gemischaufbereitung und damit Verbrennung und Abgasemission werden entscheidend durch die Kraftstoffeinspritzung bestimmt. Die Bemühungen, die Schadstoffemission beim Direkteinspritzer zu verringern, gehen in Richtung kurzer Zündverzüge und später Einspritzung mit hoher Einspritzrate (s. auch Abschn. 223.1). Sonderverfahren, die dieser Entwicklungsrichtung entsprechen, sind Voreinspritzung und Hochdruckeinspritzung.

224.21 Voreinspritzung

Kurze Zündverzüge und verringerte Ruß- und/oder NO_x-Emissionen können durch Voreinspritzung einer Kraftstoffteilmenge entweder in die Ansaugluft (Fumigationsverfahren [3]) oder im Bereich des Gaswechseltotpunktes in den Zylinder (Vigomverfahren [34]) oder aber erst kurz vor der Haupteinspritzung in die bereits verdichtete Luft (pilot injection) erreicht werden. Die optimalen Voreinspritzmengen liegen bei 7 – 15% der Vollastmenge.

Für die pilot injection zeigt Bild 56 den Einfluß des Zeitpunktes der Voreinspritzung [31].

Beim Fumigationsverfahren ist die erreichte Rußminderung bei Vollast (homogener Gemischanteil) vielfach mit einer erhöhten Druckanstiegsgeschwindigkeit und einer größeren NO_x-Emission verbunden [35]. Fumigation im unteren Lastbereich führt zu erhöhter HC-Emission.

224.22 Hochdruckeinspritzung

Durch eine wesentliche Steigerung des Einspritzdruckes kann der Kraftstoff besser zerstäubt und bei gleichzeitiger Anpassung der übrigen Gemischbildungsparameter die Rußemission abgesenkt werden. Die kürzere Einspritzdauer hat dabei zwar einen zusätzlichen, aber relativ kleinen Einfluß.

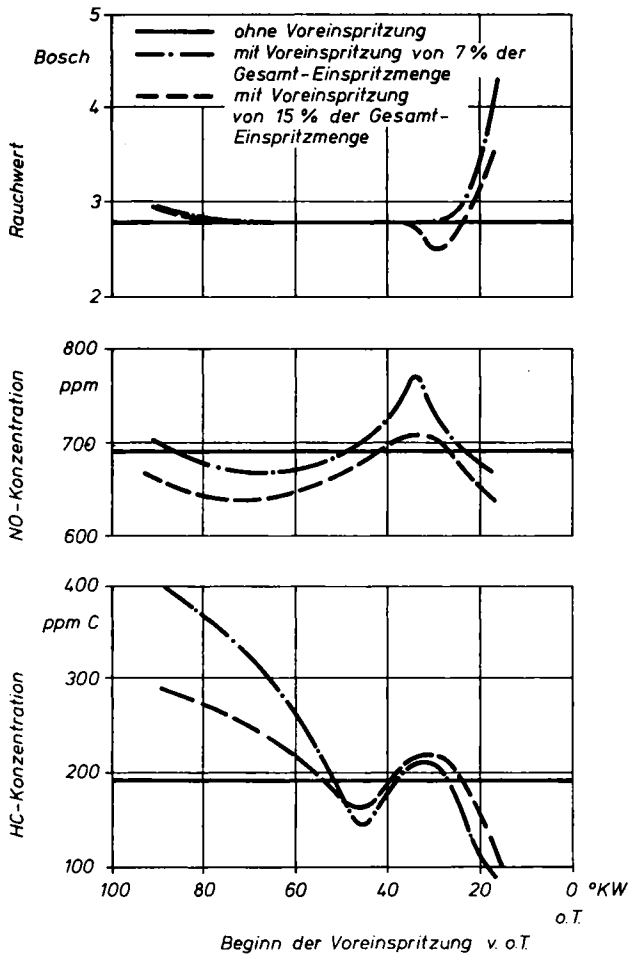


Bild 56. Einfluß des Zeitpunktes der Voreinspritzung (pilot injection) auf Rauchwert, HC- und NO-Gehalt des Abgases [31]

Bild 57 zeigt, wie hoher Einspritzdruck den Rußgehalt beeinflußt, wenn die (NO_x + HC)-Emission durch spätere Kraftstoffeinspritzung stark verringert wird. Der bei niedrigen Einspritzdrücken auftretende starke Anstieg der Rußemission kann weitgehend unterdrückt werden, ohne daß sich der Kraftstoffverbrauch wesentlich ändert [14].

Mit der Hochdruckeinspritzung wird die Gemischbildungsenergie gesteigert. Der Drall der Zylinderladung kann daher abgesenkt

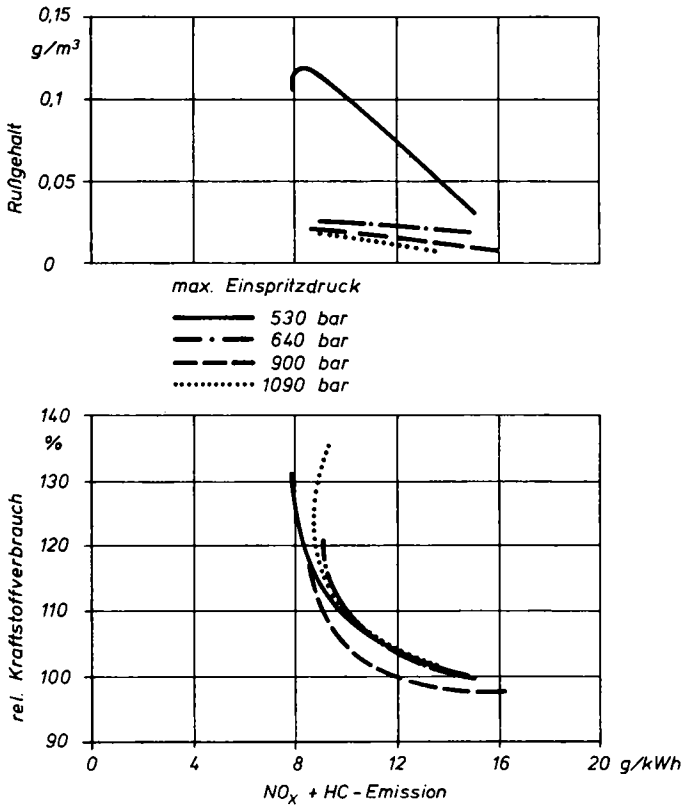


Bild 57. Zusammenhang zwischen NO_x + HC-Emission im 13-Stufen-Test, Kraftstoffverbrauch und Rußemission bei unterschiedlichen Einspritzdrücken [14]

(besserer Liefergrad) und die Verbrennungsluft trotzdem besser ausgenutzt werden. Damit ist eine Leistungssteigerung möglich, ohne daß der Motor thermisch höher belastet wird.

224.3 Sacklochvolumen

Der aus dem Sackloch der Einspritzdüse verdampfende Kraftstoff erhöht die HC-Emission des Motors. Durch Verkleinerung des Sacklochvolumens kann, wie Bild 58 zeigt, die Kohlenwasserstoffkonzentration im gesamten Lastbereich etwa gleich stark abgesenkt werden

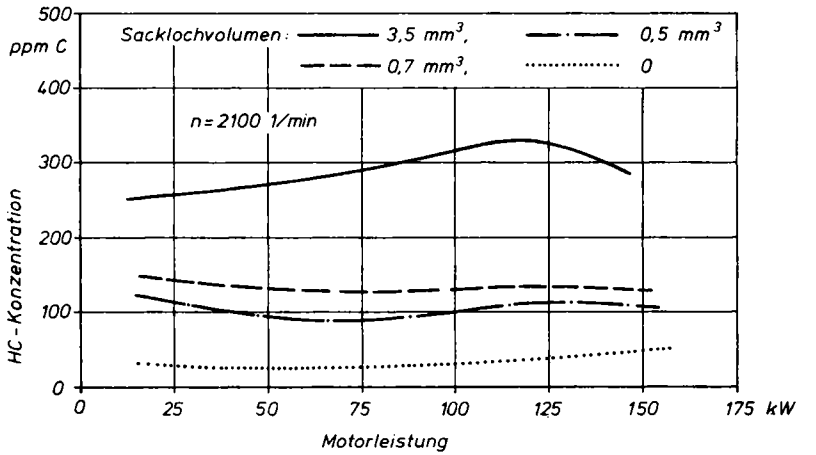


Bild 58. Einfluß des Sacklochvolumens der Einspritzdüse auf die HC-Konzentration in Abhängigkeit von der Motorlast [13]

[13]. Kleine Sacklochvolumina lassen sich am ehesten bei senkrecht stehenden, zentral zum Brennraum angeordneten Einspritzdüsen verwirklichen.

224.4 Aufladung

Die Aufladung hat als Verfahren zur Leistungssteigerung große Bedeutung erlangt. Aus wirtschaftlichen Gründen hat sich die Abgasturboaufladung durchgesetzt. Hierbei wird die erforderliche Verdichterleistung durch einen Teil der Abgasenergie des Motors gedeckt.

Mit der Aufladung wird das Luftverhältnis erhöht und damit, insbesondere im Nennleistungsbereich, die Ruß- und CO-Emission des Motors beträchtlich verringert. Auch die HC-Emission nimmt im Vollastbereich ab, während als Folge der hohen Ladelufttemperatur die NO_x-Emission etwas ansteigen kann. Im Leerlauf und im unteren Lastbereich muß wegen des in der Regel abgesenkten Verdichtungsverhältnisses mit höheren CO- und HC-Werten gerechnet werden.

Durch Kühlung der verdichteten Ladeluft kann die NO_x-Emission entscheidend reduziert werden (Bild 59), selbst dann, wenn die mit der Ladeluftkühlung bewirkte thermische Entlastung des Motors voll zur Leistungssteigerung ausgenutzt wird [28, 36]. Die NO_x-Absenkung ist dabei um so größer, je weiter die Ladeluft zurückgekühlt werden kann, d. h. je tiefer die Temperatur des Kühlmediums ist (Kühlung mit Luft).

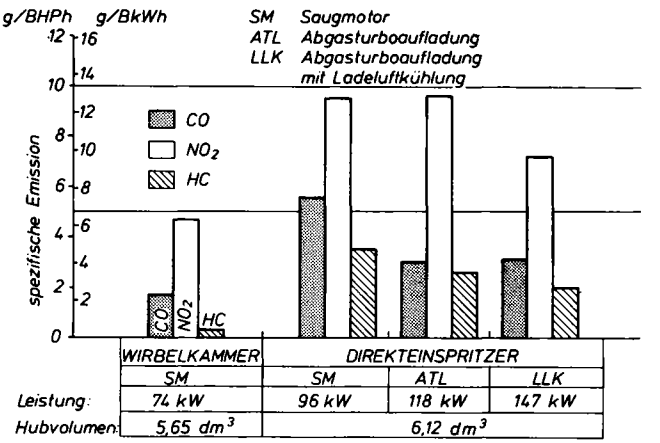


Bild 59. Einfluß der Aufladung und Ladeluftkühlung auf die Abgasemission eines Direkteinspritzers im US 13-Stufen-Test (zum Vergleich die Emissionswerte eines Wirbelkammermotors) [36]

224.5 Abgasrückführung

Werden der Zylinderladung Verbrennungsgase (Abgas, Restgas) zugemischt, so nimmt die Stickstoffoxidbildung ab. Die Wirkung ist abhängig von der Temperatur der zugemischten Verbrennungsgase und beruht im wesentlichen auf der erhöhten spezifischen Wärme der Zylinderladung (Ballaststoffwirkung) [37].

Mit der Abgasrückführung wird gleichzeitig die ausgestoßene Abgasmenge reduziert (ein Effekt, der auch durch Drosselung der Ansaugluft erzielt werden kann), so daß die NO_x-Emission als das Produkt aus der verringerten Konzentration und der verringerten Abgasmenge besonders stark beeinflußt wird. Begrenzt ist die zumischbare Abgasmenge durch die Abnahme des Luftverhältnisses. Bild 60 zeigt den generellen Zusammenhang zwischen Abgasanteil der Zylinderladung, Luftverhältnis und Sauerstoff-Inertgas-Verhältnis.

Werden beispielsweise an einem Betriebspunkt mit einem Luftverhältnis von 5 bei unveränderter Kraftstoffeinspritzmenge 50 Vol% der Abgase zur Zylinderladung zugemischt, so stellt sich ein Luftverhältnis von 4 ein und das Sauerstoff-Inertgas-Verhältnis fällt von 0,266 auf 0,202 ab.

Für die praktische Anwendung bietet sich die äußere Abgasrückführung, d. h. die Rückführung von Abgasen aus dem Auspuffsystem ins Ansaugsystem des Motors, an [38, 39]. Der Einfluß einer solchen Abgasrückführung auf die Schadstoffkonzentrationen eines Wirbel-

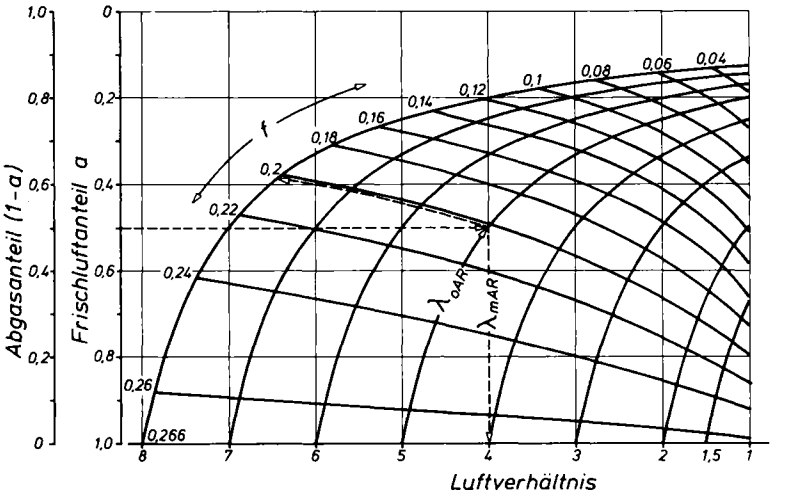


Bild 60. Zusammenhang zwischen Abgasanteil und Luftverhältnis der Zylinderladung bei Abgasrückführung (AR) und Änderung des Sauerstoff-Inertgas-Verhältnisses (f). $f = 0{,}21 \cdot \lambda_{mAR} / (\lambda_{oAR} - 0{,}21 \cdot \lambda_{mAR})$. $\lambda_{mAR} = \lambda_{oAR} + 1 - 1/a$. a = Frischluftanteil der Zylinderladung

kammermotors ist in Bild 61 dargestellt. Optimale Verhältnisse werden mit einer last- und drehzahlabhängig gesteuerten Abgasrückführung erreicht, wobei die lastabhängige Steuerung Priorität hat.

Bei Vollast darf mit Rücksicht auf die Abgastrübung und den CO-Gehalt kein oder nur sehr wenig Abgas zurückgeführt werden. Mit abnehmender Last kann die Rückführmenge je nach Motor bis auf etwa 60 Vol% gesteigert werden. Dabei müssen aber dann gegenüber dem Normalbetrieb deutlich höhere Ruß- und CO-Gehalte im Abgas und auch höhere Kraftstoffverbräuche in Kauf genommen werden. Aus Verschleißgründen scheint darüberhinaus eine Begrenzung der Rückführmenge auf etwa 35 Vol% ratsam. Die rückgeführten Abgase sollten im mittleren und oberen Lastbereich gekühlt werden, um hohe NO_x-Absenkungen zu erreichen, dagegen im unteren Lastbereich zur Verbesserung der HC- und CO-Werte möglichst heiß gehalten werden [40].

Außer durch äußere Abgasrückführung kann auch durch Änderung der Ventilsteuerzeiten eine Erhöhung des Abgasgehalts (Restgasgehalt) der Zylinderladung bewirkt werden (innere Abgasrückführung). Die last- und drehzahlabhängige Steuerung ist jedoch aufwendig und die erreichbaren Restgasanteile sind relativ gering [41].

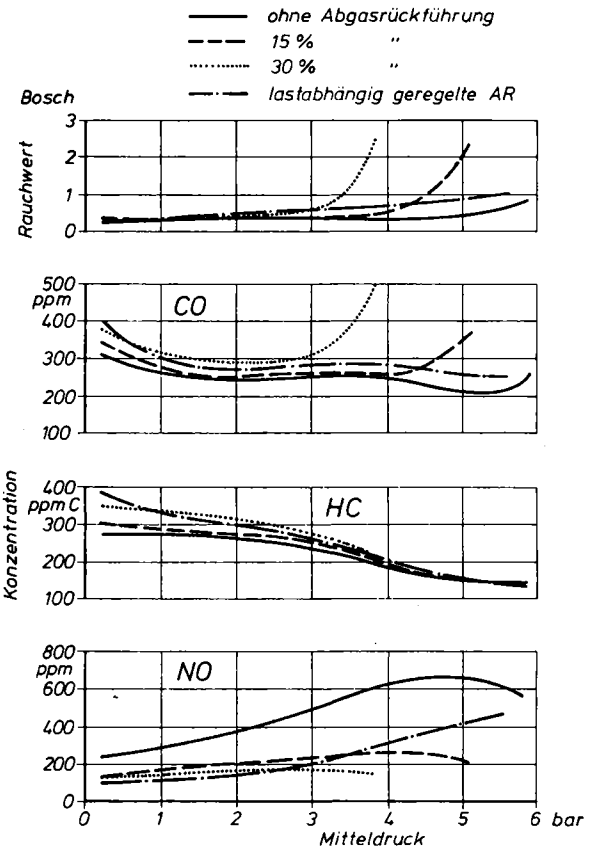


Bild 61. Einfluß einer lastabhängig gesteuerten Abgasrückführung auf die Schadstoffkonzentration im Abgas bei einem Wirbelkammermotor

224.6 Wassereinspritzung

Die Wassereinspritzung ist eine sehr wirksame Maßnahme zur Senkung der Verbrennungstemperatur und damit zur Verringerung der NO_x-Emission. Hinzu kommt, daß in vielen Fällen auch der Rußgehalt der Abgase reduziert und bei Direkteinspritzern zum Teil ein etwas günstigerer Kraftstoffverbrauch gemessen wird. Das Wasser kann entweder in die Ansaugluft zerstäubt oder als Kraftstoff-Wasser-Emulsion mit dem Kraftstoff eingespritzt werden. Die besten Ergebnisse erzielt man mit Kraftstoff-Wasser-Emulsionen, insbesondere im Hinblick auf die Rußminderung.

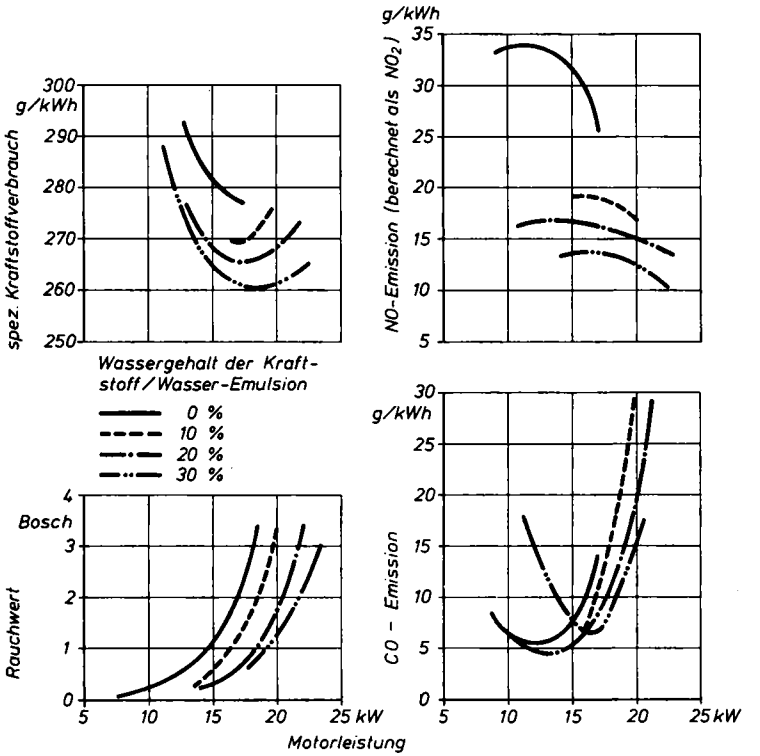


Bild 62. Einfluß einer Wasserzugabe als Kraftstoff-Wasser-Emulsion auf NO_x- und CO-Emission, Rauchwert und Kraftstoffverbrauch [42]

Das mit dem Kraftstoff eingespritzte Wasser verdampft sehr schnell und reißt die Kraftstofftröpfchen auf, so daß sich ein zusätzlicher Zerstäubungseffekt ergibt. Der Wasseranteil der Emulsion muß auf etwa 20% begrenzt werden, da sonst der Zündverzug zu groß wird und nicht nur hohe Druckanstiegsgeschwindigkeiten sondern auch Zündaussetzer, insbesondere bei kleiner Last, und Startschwierigkeiten auftreten. Wie Bild 62 zeigt, kann mit einem Wasseranteil von 20% die NO_x-Emission um etwa 50% gesenkt und außerdem bei gleichem Rauchwert die Leistung um etwa 20% gesteigert werden [42].

Dem Einsatz von Kraftstoff-Wasser-Emulsionen stehen z. Z. noch erhebliche Schwierigkeiten entgegen. Die Emulsion muß nicht nur hergestellt, sondern auch in einem weiten Temperaturbereich stabilisiert werden (Emulgator), und das Einspritzsystem des Motors muß den geänderten Bedingungen angepaßt und gegen Korrosion geschützt werden.

Bei der Wasserzugabe zur Ansaugluft treten diese Schwierigkeiten nicht auf. Allerdings ist hier eine separate Zerstäubungsanlage erforderlich. Von Vorteil ist außerdem, daß größere Wassermengen eingespritzt und diese last- und drehzahlabhängig dosiert werden können [43].

224.7 Wartung des Motors

Der Wartungszustand des Motors ist von erheblichem Einfluß, insbesondere auf die Ruß- und CO-Emission. Verkokungen an den Einspritzdüsen und Verschleiß oder Defekte an der Einspritzpumpe führen sehr schnell zu erhöhten Ruß- und CO-Emissionen. Aber auch Undichtigkeiten an Ventilen und Kolbenringen machen sich in den CO- und Rußemissionen bemerkbar. Für die Konstanz der Abgasemission sind daher einwandfreie Wartung und genaue Beachtung der richtigen Einstellwerte des Motors unerläßlich.

In den USA muß das Emissionsverhalten bei Nutzfahrzeug-Dieselmotoren durch einen 1000 h-Lauf bei Nennleistung nachgewiesen werden, während bei PKW-Dieselmotoren ein Fahrzeuglauf über 80000 km verlangt wird [44].

225 Abgasnachbehandlung

Der Abgasnachbehandlung kommt bei Dieselmotoren keine große Bedeutung zu. Eine thermische Nachreaktion findet, soweit es die Abgastemperaturen ermöglichen, ohnehin statt, da das Dieselabgas immer freien Sauerstoff enthält. Eine katalytische Nachbehandlung der Abgase muß sich auf die Oxydation von Kohlenmonoxid und einen Teil der Kohlenwasserstoffe beschränken, da die katalytische Reduktion der Stickstoffoxide wegen des Restsauerstoffs im Abgas nicht möglich ist.

Angewendet werden Oxydations-Katalysatoren auf Edelmetallbasis. Bild 63 zeigt die Wirksamkeit eines solchen Katalysators in Abhängigkeit von der Abgastemperatur des Motors. In der Regel liegen die Anspringtemperaturen bei 200 bis 250° C und die optimalen Betriebstemperaturen bei über 400° C. Der Leerlauf und untere Lastbereich des Motors fallen also aus dem Arbeitsbereich des Katalysators heraus (Abgastemperatur unter 200° C).

Der Wirkungsgrad der CO-, HC- und Aldehyd-Umsetzung nimmt stark ab, wenn sich Kohlenwasserstoffe und Ruß auf der aktiven Schicht des Katalysators ablagern. Da diese Ablagerung während des Betriebs unterhalb der Anspringtemperatur geschieht, sollte der Motor bei angeschlossenem Katalysator möglichst nur kurzzeitig im Leerlauf oder bei kleiner Last betrieben werden.

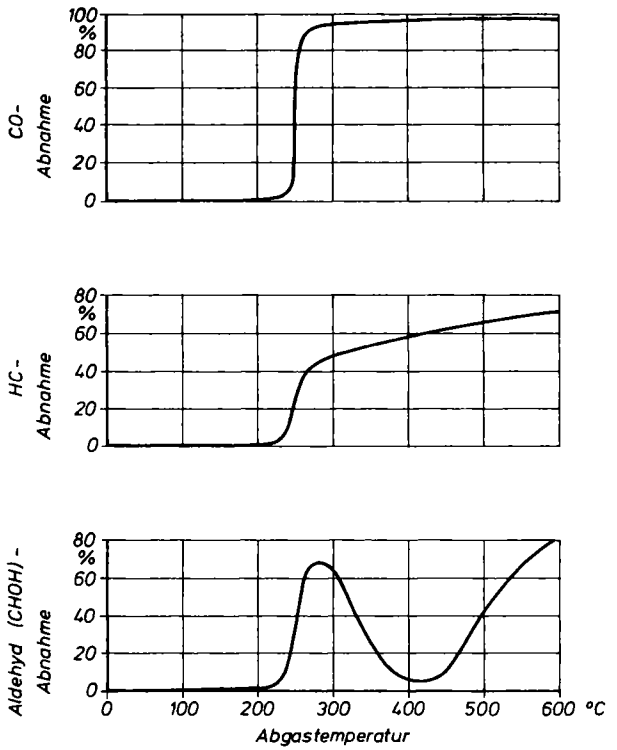


Bild 63. CO-, HC- und HCHO-reduzierende Wirkung eines Katalysators in Abhängigkeit der Abgastemperatur

226 Kraftstoffseitige Maßnahmen

Der handelsübliche Dieselkraftstoff erfüllt zwar die motorischen Anforderungen, insbesondere an die Zündwilligkeit, kann aber im Hinblick auf die Abgasemission noch weiter verbessert werden. Erwünscht ist ein Kraftstoff, der im Idealfall nur aus n-Paraffinen besteht [45].

Die Aromaten im Dieselkraftstoff verschlechtern das Selbstzündungsverhalten des Kraftstoffes (Cetanzahl nimmt ab) und sind daher unerwünscht. Darüber hinaus benötigen die mehrkernigen Aromaten im Vergleich zu den Paraffinen erheblich mehr Luft, um rußfrei zu verbrennen. Ein höherer Aromatengehalt im Kraftstoff hat also bei gleichem Luftverhältnis höhere Rußemissionen zur Folge.

Der Schwefel im Kraftstoff bestimmt die SO_2-Emission des Motors. Hier könnte durch eine Verringerung des Schwefelgehalts eine deut-

liche Verbesserung erzielt werden, ohne daß das Verhalten der Motoren beeinflußt wird.

226.1 Kraftstoffzusätze

Neben Zündbeschleunigern (Kerobrisol, Amylnitrat) sind auch Kraftstoffzusätze bekannt, die die Rußemission verringern [16, 46]. Diese rußmindernden Zusätze bestehen überwiegend aus metallorganischen Verbindungen, in der Regel aus Metallsulfonaten oder Erdalkalimetallsalzen. Mit einem Teil dieser Additive können zwar gute Ergebnisse erzielt werden, es entstehen jedoch bei der Verbrennung Metalloxide, die mit dem Ruß emittiert werden und u. U. die Toxizität der Abgase trotz geringerer Rauchwerte erhöhen. Außerdem verursachen die Metalloxide einen erhöhten Verschleiß an der Zylinderlaufbahn und den Kolbenringen.

226.2 Diesel-Gasbetrieb

Beim Diesel-Gasbetrieb ersetzt ein brennbares Gas (z. B. Erdgas) den größten Teil des Dieselkraftstoffes. Das Gas wird in der Regel im Saugrohr der angesaugten Luft zugemischt. Der Dieselkraftstoff wird wie beim konventionellen Dieselverfahren kurz vor dem oberen Totpunkt eingespritzt und dient nur dazu, durch Selbstzündung die Verbrennung einzuleiten.

Der Verbrennungsablauf selbst und damit die Abgaszusammensetzung ist vom Gas-Luftverhältnis abhängig. Nur wenn das Gas-Luftgemisch innerhalb seiner Zündgrenzen liegt, reicht für die Verbrennung eine Initialzündung durch eine sehr kleine Dieselkraftstoffmenge aus. Bei kleinen Gasanteilen wird ohne Ansaugluftdrosselung die Zündgrenze des Gas-Luftgemisches überschritten. Um dennoch die Verbrennung sicherzustellen, müssen die Drehbewegung des Gemisches intensiviert und die Einspritzzeiten und/oder Einspritzmengen des Dieselkraftstoffes erhöht werden.

Der entscheidende Vorteil des Diesel-Gasbetriebes ist die sehr geringe Rußemission als Folge der homogenen Gemischbildung. Hierfür muß allerdings eine sehr hohe Kohlenwasserstoffemission in Kauf genommen werden (Bild 64). Der Brennstoffenergieverbrauch steigt gerade um den Betrag an, der an Wärmeenergie durch die HC- und CO-Emission verloren geht [47].

Die NO_x-Konzentration steigt stark an, wenn sich das Gas-Luftgemisch dem stöchiometrischen Verhältnis nähert (vgl. Abschn. 211).

Für Fahrzeuge ist das Diesel-Gasverfahren nur begrenzt einsetzbar. Es sind allerdings kompakte Gasgeneratoren in der Entwicklung, die

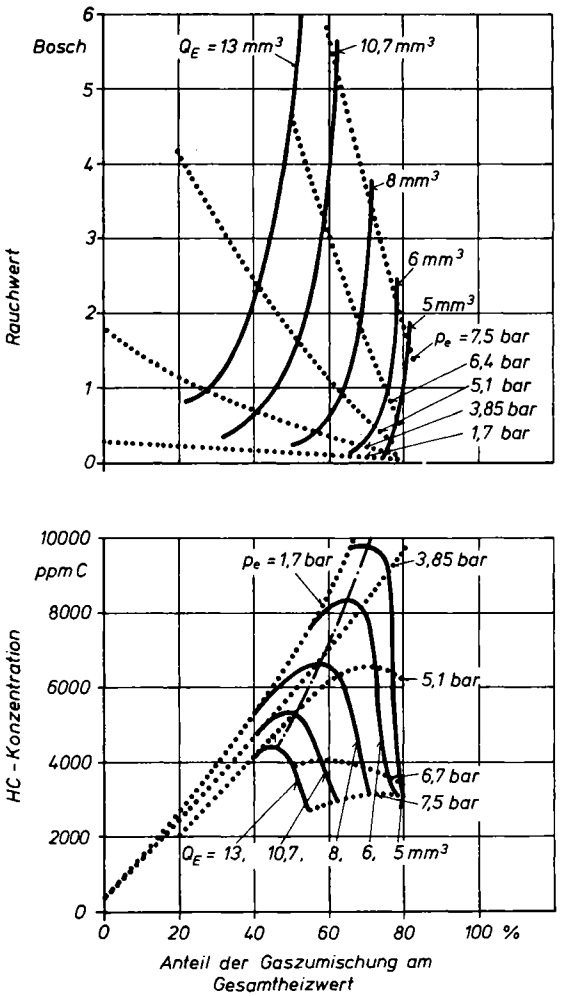


Bild 64. Einfluß des Diesel-Gasbetriebes auf Rauchwerte und HC-Konzentrationen im Abgas [47]

aus flüssigen Kohlenwasserstoffen brennbares Gas erzeugen und als mobile Gasquellen eingesetzt werden können [48].

Methanol kommt, da sehr selbstzündunwillig, als Ersatzkraftstoff für das reine Dieselverfahren nicht in Frage. Im Diesel-Gasverfahren kann jedoch Methanol ohne weiteres als „Gaskomponente" verarbei-

tet werden. Wie beim echten Diesel-Gasverfahren ist auch hier die Rußemission vernachlässigbar gering und die Stickstoffoxidemission niedrig zu halten, wenn nur sehr kleine Dieselkraftstoffmengen eingespritzt und keine nahezu stöchiometrischen Methanol-Luftgemische gefahren werden [49].

227 Verfahren zur Verbesserung des Start- und Warmlaufverhaltens

Das Start- und Warmlaufverhalten des Dieselmotors und damit die Kaltrauch- und Reizstoffemission werden im wesentlichen bestimmt durch die Verdichtungsendtemperatur und die Gemischbildungsparameter. Es muß einerseits eine ausreichende Kraftstoffmenge so gut zerstäubt werden, daß sich auch bei relativ niedrigen Temperaturen in kurzer Zeit ein zündfähiges Gemisch bildet und andererseits die Lufttemperatur im oberen Totpunkt so hoch sein, daß sich das Gemisch entzündet.

Die *Einspritzcharakteristik* kann den Erfordernissen des Start- und Warmlaufvorgangs in der Regel nur soweit angepaßt werden, als das Leistungsverhalten des Motors und die Abgasemission im Vollastbereich nicht negativ beeinflußt werden. Als Sondermaßnahme bietet sich an, durch eine Leerhubvergrößerung am Einspritzpumpenelement (Startnut, s. Bild 55) den Einspritzzeitpunkt während des Startvorgangs nach „spät" zu verlegen, um in den Bereich höherer Verdichtungsendtemperaturen zu kommen.

Am wirksamsten ist, das Start- und Warmlaufverhalten durch die Erhöhung der Verdichtungsendtemperatur zu verbessern. Die Verdichtungsendtemperatur hängt im wesentlichen ab von der Ansaugluftemperatur, dem Verdichtungsverhältnis, den Steuerzeiten des Einlaßventils und den Wärmeverlusten während der Verdichtung. Für die praktische Anwendung kommt in erster Linie die *Ansaugluftvorwärmung* in Frage. Die elektrische Luftvorwärmung hat dabei den Nachteil, daß die Batterie sehr stark belastet wird. Am häufigsten verwendet man daher Flammglühkerzen, die mit Dieselkraftstoff betrieben werden. Der Kraftstoff wird an einem Glühstift verdampft und entzündet und die Flamme durch ein Schutzsieb stabilisiert [50].

Das *Verdichtungsverhältnis* und die *Steuerzeiten des Einlaßventils* können – mit Rücksicht auf Liefergrad, Rauchwert und Spitzendruck bei Nennleistung des Motors – im allgemeinen nicht oder nur sehr begrenzt den Erfordernissen für den Start- und Warmlaufvorgang angepaßt werden. Möglichkeiten eröffnen sich hier allerdings für Vorrichtungen zur Veränderung der Verdichtung und/oder Ventilsteuerzeiten. Der *Wärmeverlust während der Verdichtung* kann nur durch die Motorkühlung beeinflußt werden. Anzustreben wäre hier

das Ausschalten jeglicher Kühlung, was bei luftgekühlten Motoren durch eine Bremse am Kühlgebläse relativ einfach realisierbar ist, bei wassergekühlten Motoren allerdings Schwierigkeiten bereitet.

Weitere Möglichkeiten, den Kaltrauch und die Reizstoffemission während der Start- und Warmlaufphase zu verringern, sind durch die Abgasrückführung, die Erhöhung des Abgasgegendrucks und das Abschalten eines Teils der Zylinder gegeben. Die Erhöhung des Abgasgegendruckes und das Abschalten von Zylindern führen zu einer größeren Leistungsaufnahme der arbeitenden Zylinder und damit zu einem schnelleren Warmlauf des Motors.

Literatur

[1] Wilk, M., Organische Chemie, BI Hochschultaschenbücher, Band 71 (1970).
[2] Laidler, K. J., Reaktionskinetik I, Homogene Gasreaktionen. BI Hochschultaschenbücher 290, 290a
[3] Meier zu Köcker, H., Einflüsse der Brennstoffeigenschaften auf Ausbrand und Rußbildung in Öl- und Kohlenwasserstoffgas-Diffusionsflammen. VDI Berichte 146 (1970), S. 63–66.
[4] Sokolik, H. S., Kinetic Interpretation of the M-Process. Published in Proceedings of the 1958 Conference „Combustion and Fuel Injection in Diesel Engines", Academy of Science of the USSR, Moscow 1960.
[5] Henein, N. A., Combustion and Emissions Formation in Fuel Sprays Injected in Swirling Air. SAE, Automotive Engineering Congress, Detroit, Mich., No. 710 220, 1971.
[6] Starkmann, E. S., Grundlegende Vorgänge bei der Entstehung von Stickstoff- und Kohlenmonoxid in Verbrennungskraftmaschinen (Übersetzung). ATZ 71 (1969), S. 130–134.
[7] Schroer, A., Vorschlag einer Methode zur Berechnung der Stickoxid-Emission von Dieselmotoren. Diss. Braunschweig 1975.
[8] Kleinschmidt, W., Untersuchung des Arbeitsprozesses und der NO-, NO_2- und CO-Bildung in Ottomotoren. Diss. Aachen 1974.
[9] Lavoie, G. A., Spectroscopic Measurements of Nitric Oxide in Spark Ignition Engines. Combustion and Flame, Vol. 15 (1970), S. 97–108.
[10] Fink, R., Entwicklung von Sammel- und Meßverfahren für Abgas-Emissionen von Kraftfahrzeugen nach dem Europäischen Fahrzyklus. Diss. T.U. Clausthal 1973.
[11] von Watzdorf, S., Einfluß der Oberflächenbeschaffenheit auf die Verbrennung von Kohlenwasserstoffen unter motorischen Bedingungen. Diss. Braunschweig 1967.
[12] Wenthworth, J. T., Effect of Combustion Chamber Surface Temperature on Exhaust Hydrocarbon Concentration. SAE, Mid-Year Meeting Montreal, Canada, No. 710 587, 1971.
[13] Hames, R. G., Merrion, D. F., Ford, H. S., Some Effects of Fuel Injection System Parameters on Diesel Exhaust Emissions. SAE, National West Coast Meeting, Vancouver, Canada, No. 710 671, 1971.

[14] Stumpp, G., Reduction of Exhaust Emissions of Diesel Engines by Means of the Injection Equipment. CIMAC, 10th International Congress, Vortrag 18, S. 441–456, Washington 1973.
[15] Palmer, H. B., Seery, D. J., Chemistry of Pollutant Formation in Flames. Annual Rev. of Phys. Chem. 24 (1973), S. 235–262.
[16] Hühn, W., Rußbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung und Möglichkeiten ihrer Verminderung. MTZ 31 (1970), S. 109–115.
[17] Chakraborty, B. B., Long, R., The Formation of Soot and Polycyclic Aromatic Hydrocarbons in Diffusions Flames. Teil I und Teil II. Combustion and Flame Vol. 12 (1968), S. 226–236, S. 237–242.
[18] Chakraborty, B. B., Long, R., The Formation of Soot and Polycyclic Aromatic Hydrocarbons in Diffusions Flames III. Effect of Addition of Oxygen to Ethylene and Ethane respectively as Fuels, Combustion and Flame, Vol. 12 (1968), S. 469–476.
[19] O'Donnel, A., Dravnicks, A., Chemical Species in Engine Exhaust and their Exhaust Odors. IITRI – Report No. C 6183-5 for NAPCA and CRC, Chicago 1970.
[20] Kendall, D. A., Levins, P. L., Leonardos, G., Diesel Exhaust Odor Analysis by Sensory Techniques, SAE, Automotive Engineering Congress, Detroit, Mich., No. 740 215, 1974.
[21] Levins, P. L., Kendall, D. A., Caraguy, A. B., Leonardos, G., Oberholtzer, J. E., Chemical Analysis of Diesel Exhaust Odor Species. SAE, Automotive Engineering Congress, Detroit, Mich., No. 740 216, 1974.
[22] Meggyes, A., Beitrag zum Emissionsverhalten von Dieselmotoren bei instationärem Betrieb. MTZ 36 (1975), S. 111–115.
[23] Block, B., Zur Entwicklung und Anwendung eines Verfahrens zur Beurteilung der Schadstoffemission von Dieselmotoren im Fahrbetrieb. Diss. T.U. Clausthal 1975.
[24] Hardenberg, H., Untersuchungen zur Entstehung und Beseitigung von Kraftstoffrauch und Abgasgeruch. MTZ 33 (1972), S. 248–254.
[25] Lyn, W. T., Einige Probleme der Verbrennung in Dieselmotoren. MTZ 27 (1966), S. 140–145.
[26] Yanagihara, H., Untersuchung der Abgasemission eines Dieselmotors beim Kaltstart. MTZ 36 (1975), S. 220–224.
[27] Reulein, H., Reyl, G., Killmann, I., Abgasprobleme bei Fahrzeug-Dieselmotoren. MTZ 33 (1972), S. 455–462.
[28] Killmann, I., Erfolgversprechende Antriebe für Nutzfahrzeuge einschließlich Omnibusse. VDI-Berichte, Nr. 238 (1975).
[29] Gallois, I., Schnellaufende Viertakt-Dieselmotoren-Brennräume und Betrieb mit Schweröl. MTZ 34 (1973), S. 225–233.
[30] Bertodo, R., Downes, T., Middlemiss, I., Evolution of a new Combustion System for Diesel Emission Control. SAE, Truck Meeting, Tray, Mich., No. 741 131, 1974.
[31] Walder, C. I., Reduction of Emissions from Diesel Engines. SAE, International Automotive Engineering Congress, Detroit, Mich., 1973.
[32] Pischinger, R., Cartellieri, W., Combustion System Parameters and their Effect upon Diesel Engine Exhaust Emission. SAE, National Combined Farm, Construction and Industrial Machinery and Powerplant Meeting, Milwaukee, Wis., 1972.
[33] Alpertstein, M., Swim, W. B., Schweitzer, P. H., Fumigation Kills Smoke Improves Diesel Performance. SAE, National Diesel Engine Meeting, Cleveland, Ohio, 1957.

[34] Vichnievsky, R., Monnot, G., Ollier, J., Grosshaus, F., Nouveau Procède de double Injection dans les Moteurs Diesel. CIMAC, Congress Vortrag A9, 1959.
[35] Stahmann, R. C., Smoke and Odor Control for dieselpowered trucks and busses. SAE, Mid-Year Meeting, Detroit, Mich., No. 680 443 1968.
[36] Tholen, P., Streicher, K., New Experimences in the Development of Air-cooled Diesel Engines with Particular Regard to the Human Enviroment. CIMAC, 10th International Congress, Vortrag 21, Washington 1973, S. 511–536.
[37] Oshigashi, S., Kurada, H., Nakajima, Y., Hayaski, Y., Sugihara, K., Heat Capacity Changes Predict Nitrogen Oxides Reduction by Exhaust Gas Recirculation SAE, International Engineering Congress Detroit, Mich., No. 710 010.
[38] Mühlberg, E., Abgasrückführung bei Verbrennungskraftmaschinen, insbesondere Dieselmotoren. MTZ 32 (1971), S. 166–172, S. 327–336.
[39] Fortnagel, M., Beeinflussung der Abgaszusammensetzung durch Abgasrückführung bei einem aufgeladenen Wirbelkammer-Dieselmotor. MTZ 33 (1972), S. 35–40.
[40] Schäfer, J., Abgasrückführung. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., Heft R 252, Frankfurt 1974.
[41] Hühn, W., Untersuchungen zur Steuerung des Restgasgehaltes der Zylinderladung eines 1-Zylinder-Dieselmotors durch Änderung der Ventilsteuerzeiten. Diss. Darmstadt 1972.
[42] Vichnievsky, R., Murat, M., Parois, M., Emploi des Emulsions Eau-Fuel dans les Moteuers à Allumage par Compression. CIMAC, 11th international Congress on combustion engines, Vol. 2, S. 615–652, Barcelona 1975.
[43] Abthoff, J., Luther, H., Die Messung der Stickoxid-Emission von Dieselmotoren. ATZ 71 (1969), S. 124–130.
[44] Control of Air Pollution from New Motor Vehicles and New Motor Engines. Federal Register Vol. 40, No. 126, Title 40, Part 85 (1975).
[45] Hardenberg, H., Untersuchungen über das Selbstzündungs-, Klopf- und Rauchverhalten von Kraftstoffen. MTZ 36 (1975), S. 10–16.
[46] Spengler, G., Haupt, G., Über die Wirkung rußhemmender Kraftstoff-Zusätze bei der Verbrennung im Dieselmotor. MTZ 31 (1970), S. 102–108.
[47] Tesarek, H., Investigations Concerning the Employment Possibilities of the Diesel-Gas Process for Reducing Exhaust Emissions, Especially Soot (Particulate Matters). SAE-Automotive Enginneerig Congress and Exposition, No 750 158 Detroit, Mich., 1975.
[48] Henkel, H. J., Koch, Ch., Kostka, H., v. Szabo, E., Kompakter Gasgenerator zur schadstoffarmen Durchführung von Verbrennungsvorgängen. Siemens Forschungs- und Entwicklungsberichte, Vol. 2, No 1 (1973).
[49] Neuen Kraftstoffen auf der Spur, Alternative Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge. Bundesministerium für Forschung und Technologie, Bonn 1974.
[50] Grannke, K., Kaltstart- und Warmlaufverhalten von Dieselmotoren, Literaturrecherche. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Forschungsberichte Heft 175 (1975).
[51] Verbrennungsmotoren. Band I und Band II, Vorlesungsdruck, Lehrstuhl für angewandte Thermodynamik, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Aachen, Prof. Dr. F. Pischinger (1975).

[52] Van Laer, R., La pollution par les émissions des moteurs diesel de traction routiere. Etat des problèmes et solutions an 1er mars 1974. Commission des Communantes Europeennes. Direction Générale du Marché Intérieur.
[53] Springer, G. S., Patterson, D. J., Engine Emissions. Pollutant Formation and Measurement Plenum Press, New York – London 1973.

3 Alternative Antriebe

Herbert Heitland, Holger Menrad

31 Schichtladungsmotoren

Die Bemühungen, im Ottomotor sehr magere Gemische zu verbrennen und damit Abgas mit geringerem Schadstoffgehalt zu erreichen (Bild 5), stoßen beim heutigen Stand der Technik auf erhebliche verfahrenstechnische Schwierigkeiten. Eine mögliche Lösung dieses Problems stellt die Schichtladung dar. Bei diesem Verfahren wird um die Zündquelle ein reiches Gemisch angesammelt. Im Gegensatz zum homogenen Gemisch im Brennraum des Ottomotors wird durch diese Trennung – Schichtung – des Gemisches

- eine sichere Zündung auch von sehr mageren Gemisches im gesamten Brennraum,
- niedrige Verbrennungsspitzentemperatur und damit geringe NO_x-Werte

erreicht.

Dieser Weg läßt sich in einer Reihe von Möglichkeiten realisieren, die je nach Ausführung dem Grundprinzip des Otto- oder des Dieselmotors näherstehen [23]. So bieten sich z. B. Verfahren an mit

- geteiltem oder ungeteiltem Brennraum,
- Füllungs- oder Gemischsteuerung,
- äußerer oder innerer Gemischbildung.

Damit wurden folgende Vorteile erreicht:

- günstige Abgasemissionen, insbesondere NO_x- und CO-Werte,
- günstiger Kraftstoffverbrauch, besonders bei luftverdichtenden Motoren,
- geringer Oktanzahlbedarf
- geringe Streuung der Verbrennungsspitzendrücke.

Da die Drehzahl und der max. erreichbare Mitteldruck dieser Motoren durch das Brennverfahren begrenzt sind, werden Leistungsdichten zwischen den von Otto- und Dieselmotoren zu erwarten sein.

Zur Senkung der CH-Werte aus dem zerklüfteten Brennraum ist in vielen Fällen ein thermischer Reaktor notwendig, bei der dafür notwendigen Abstimmung muß oft auf einen Teil der Verbrauchsvorteile verzichtet werden.

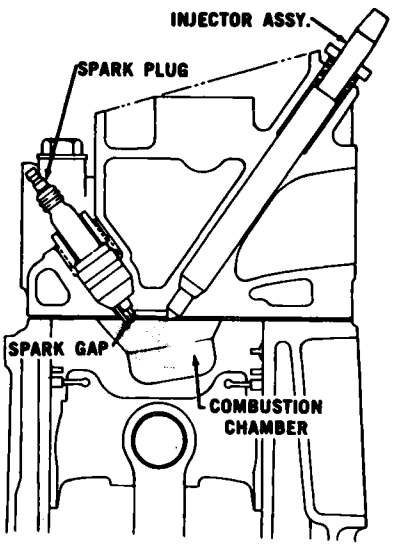


Bild 65. Brennraum des FORD-PROCO-Schichtlademotors [22]

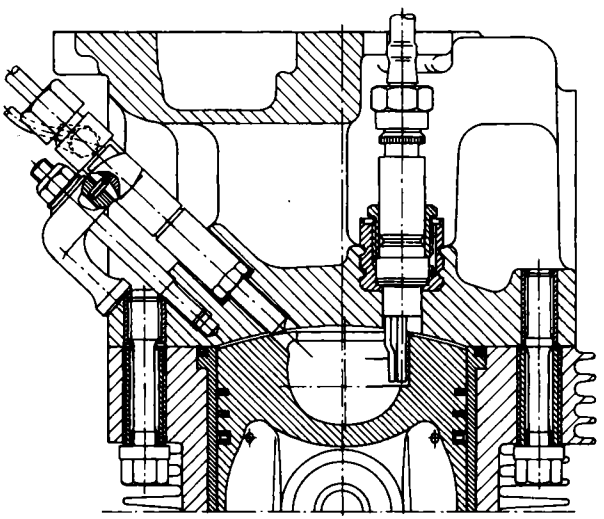
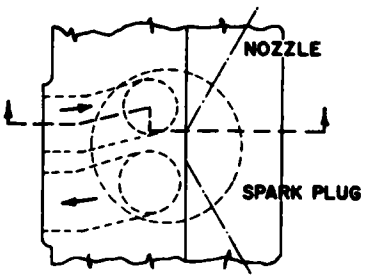


Bild 66. Brennraum des MAN-FM-Schichtlademotors mit Wandauftragung des Brennstoffes [24]



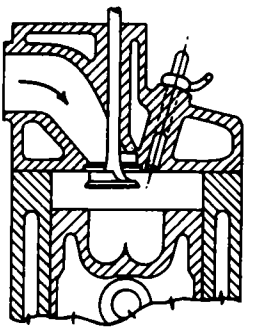


Bild 67. Brennraum des TEXACO-Schichtlademotors mit Schirmventil zur intensiven Ladungsbewegung [14]

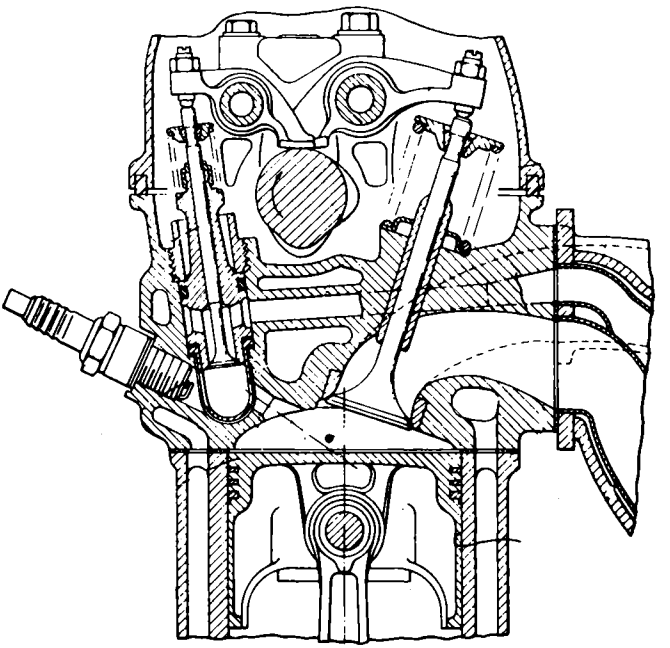


Bild 68. Brennraum des HONDA-Schichtlademotors mit gespülter Vorkammer über Hilfs-Einlaßventil [7]

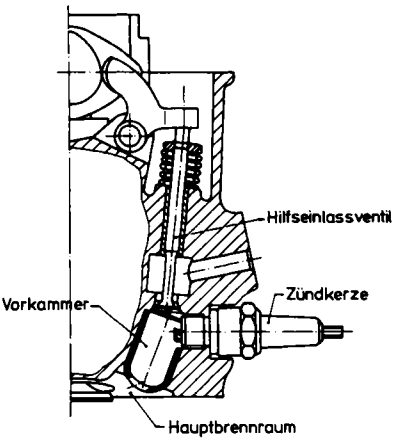


Bild 69. Brennraum eines VW-Schichtlademotors mit gespülter Vorkammer über Hilfs-Einlaßventil

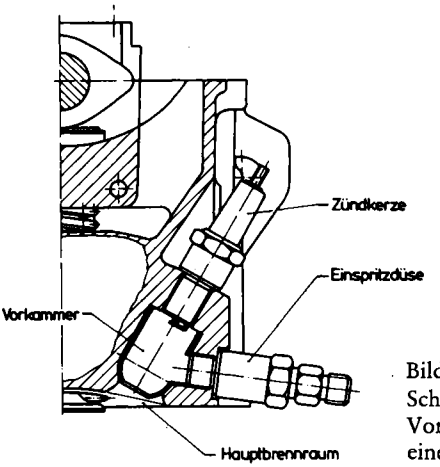


Bild 70. Brennraum eines VW-Schichtlademotors mit ungespülter Vorkammer und Einspritzung einer Kraftstoffteilmenge

Aus der Vielfalt der Möglichkeiten haben sich einige charakteristische Bauarten qualifiziert:

- ungeteilter Brennraum mit direkter Kraftstoffeinspritzung, Beispiel Ford Proco (Bild 65) [22], MAN-FM (Bild 66) [16] und Texaco (Bild 67) [14].

Diese Motoren zeichnen sich durch günstigen Kraftstoffverbrauch aus.

- Geteilter Brennraum, entweder mit Gemischzuführung in die Vorkammer über ein zusätzliches Einlaßventil, Beispiel Honda (Bild 68) [7, 8], VW-3-Ventilmotor (Bild 69), oder mit ungespülter Vorkammer und Einspritzung einer kleinen Kraftstoff-Teilmenge in die Kammer, Beispiel VW-PCI (Bild 70).

Literatur

[1] Alperstein, M., Schäfer, G. H., Villforth, F. J., Texaco's Stratified Charge Engine-Multifuel, Efficient, Clean and Practical. SAE 740 563.
[2] Bishop, I. M., Simko, A., A New Concept of Stratified Charge Combustion-The Ford Combustion Process (FCP). SAE 680 041.
[3] Brandstetter, W., Neuere Arbeiten auf dem Gebiet der Schichtlademotoren. Bericht über die Internationale SAE-Schichtladekonferenz 1974 in Troy, Mich. MTZ 36, 4, (1975), S. 116–122.
[4] Brandstetter, W. R., Decker, G., Schäfer, H. S., Steinke, D., The Volkswagen PCI Stratified Charge Concept-Results from the 1,6 Liter Air Cooled Engine. SAE 741173.
[5] Brandstetter, W., Decker, G., Reichel, K., The watercooled Volkswagen-PCI Stratified Charge Engine. SAE 750 869.
[6] Brandstetter, W., Kuck, H. A., Reichel, K., Ein Angaskonzept mit VW-Schichtladungsmotor. Automobil-Industrie 4 (1975).
[7] Date, T., Shizno, Y., Research and Development of the Honda CVCC Engine. SAE 740 605.
[8] Date, T., Astumi, M., Ukawa, H., Der Honda CVCC-Motor. Automobil-Industrie 3 (1974), S. 29–37.
[9] Decker, G., Brandstetter, W., Erste Ergebnisse mit dem VW-Schichtladeverfahren. MTZ 34 (1973), S. 317–322.
[10] Gruden, D., Lange, K., Betriebsverhalten und Abgasemission eines Verbrennungsmotors mit dem Porsche-Schichtlade-Kammer-System. MTZ 35, (1974), S. 307–313.
[11] Kuck, H. A., Brandstetter, W., Investigations on a Single Cylinder Stratified Charge Engine with a Scavenged Pre-Chamber. IME Conference on Combustion in Engines. Cranfield 1975.
[12] Lange, K., Gruden, D., Verbrennungsablauf und Abgasemission in einem Motor mit dem Porsche-Schichtlade-Kammer-System. 2nd Symposium on Low Pollution Power System Development (NATO). Düsseldorf 1974.
[13] Mitchell, E., Cobb, I. M., Frost, R. A., Design and Evaluation of a Stratified Charge Multifuel Military Engine. SAE 6800 42.
[14] Mitchell, E., Alperstein, M., Cobb, I. M., Frost, C. H., A Stratified Charge Multifuel Military Engine – A Progress Report. SAE 720 051.
[15] Meurer, S., Weiterentwicklung von Gemischbildung und Verbrennung auf der Basis des M-Verfahrens. MTZ 33, Nr. 8 (1972), S. 307–314.
[16] Meurer, I. S., Urlaub, A., Development and Operational Results of the MAN FM Combustion System. SAE 690 255.
[17] Newhall, H. K., El Messiri, I. A., A Combustion Chamber Designed for Minimum Engine Exhaust Emissions. SAE 700 491.
[18] Pischinger, F. F., Klöcker, K. J., Single-Cylinder Study of Stratified Charge Process with Prechamber-Injection. SAE 741162.
[19] Purins, E. A., Pre-Chamber Stratified Charge Engine Combustion Studies. SAE 741 159.
[20] Sakai, Y., Kumii, K., Tsutsumi, S., Makagawa, Y., Combustion Characteristics of the Torch Ignited Engine. SAE 741 167.
[21] Schmidt, F. A. F., Wrona, R., Verfahren zur Verminderung der Abgasschadstoffe von Ottomotoren mit Hilfe der Steuerung der Gemischbildung und Verbrennung. MTZ 32, (1971), S. 227–234.

[22] Simko, A., Choma, M. A., Repko, L. L., Exhaust Emission Control by the Ford Programmed Combustion Process-PROCO. SAE 720 052.
[23] Turkish, M. C., 3-Valve Stratified Charge Engines: Evolvement, Analysis and Progression. SAE 741 163.
[24] Urlaub, A., Über die Abgaszusammensetzung beim FM-Benzinmotor. ATZ 73, (1971), S. 115–121.
[25] Witzky, I. E., Clark, I. M., A Study of the Swirl Stratified Combustion Principle. SAE 660 092.
[26] Witzky, I. E., Stratification and Air Pollution. Inst. Mech. Engrs. C 136 (1971). S. 147–155.

32 Sonstige Antriebe

Aus dem morphologischen System der Verbrennungskraftmaschinen [1] sind die Maschinen mit äußerer und innerer kontinuierlicher Verbrennung von besonderem Interesse. Die kontinuierliche Verbrennung ermöglicht Vielstoff-Fähigkeit, eine gute Steuerung der Verbrennung mit niedrigen Schadstoffemissionen und ein niedriges Geräuschniveau.

Maschinen mit innerer kontinuierlicher Verbrennung wie Gasturbinen und arbeitsraumbildende Maschinen mit innerer kontinuierlicher Verbrennung (IKV) erlauben thermodynamisch günstige Prozesse, insbesondere mit Wärmetauschern.

Bei diesen neuartigen Antrieben bestehen zur Zeit eine Reihe von Problemen, die eine Anwendbarkeit im Fahrzeugbau noch nicht ermöglichen. Trotz großen Entwicklungsaufwandes hat die Gasturbine als PKW-Antrieb bis heute noch zu hohe Kraftstoffverbräuche bei Teillast. Ein weiterer Schwerpunkt wäre die Redizierung der Herstellkosten und Investititionen. Es wird weltweit versucht, durch Verwendung von Bauteilen aus Hochtemperaturkeramik billigere Triebwerke mit gesteigerter Wirtschaftlichkeit zu entwickeln.

Maschinen mit äußerer kontinuierlicher Verbrennung wie Stirlingmotor und Dampfmotor erscheinen aufgrund ihres großen Bauaufwandes (prinzipbedingte, teure Wärmeübergangsflächen) und der problematischen Leistungssteuerung (instantionärer Betrieb im Lastkollektiv) für den PKW-Antrieb als nicht optimal geeignet. Obwohl die Anwendung des Stirlingmotors im PKW heute in Frage zu stellen ist, dürfte er jedoch unter den Motoren mit äußerer, kontinuierlicher Verbrennung die günstigste Lösung darstellen.

Umfassende systemanalytische Untersuchungen haben das Ziel, für den jeweiligen Anwendungsfall das optimale Antriebsaggregat zu ermitteln [2, 3, 4].

Literatur

[1] Hofbauer, P., Unkonventionelle Antriebe für zukünftige Automobile. Fisita Congress, Paris 1974.
[2] Hofbauer, P., Wiedemann, B., Fausten, W., Siencnik, L., Systemanalyse Antriebsaggregate, Methodik zur Beurteilung von Antriebsaggregaten. Forschungsbericht BMFT NTO 123/124, Wolfsburg/Köln 1974.
[3] Hofbauer, P., Wiedemann, B., Systematic Overview of Various Future power plants with special respect to Ecology fuel Economy. Automobile Engine Control Workshop US Department of Transportation Cambridge Massachusetts (1975).
[4] Hofbauer, P., Wiedemann, B., Fausten, W., Siencnik, L., Schmidt, U., System Analysis of Drive Units, 2nd Symposium on Low Pollation Power Systems Development, Düsseldorf, 1974.

6.2 Lärmschutz

Hansjürgen Groß

1 Außengeräusche von Kraftfahrzeugen
11 Motorgeräusche
111 Ansaug- und Auspuffgeräusche
112 Kühlgebläsegeräusche
113 Motoroberflächengeräusche
12 Rollgeräusche
13 Geräusche der Kraftübertragung
14 Karosseriegeräusche
2 Entstehung der Motoroberflächengeräusche
21 Erregerkräfte
211 Verbrennungsanregung
212 Mechanische Anregung
22 Körperschallverhalten von Motorstrukturen bei Kraft- und Geschwindigkeitsanregung
221 Kraftanregung
222 Geschwindigkeitsanregung
23 Abstrahl- und Übertragungsmaß
24 Lautstärke konventioneller Dieselmotoren
3 Testverfahren, Geräuschemissionsgrenzwerte
4 Lärmminderungsmaßnahmen
41 Verminderung der Anregungskräfte
411 Verbrennungsanregung
412 Mechanische Anregung
42 Verminderung des Körperschalls von kraftführenden Motorstrukturen
43 Verminderung des Luftschalles von geschwindigkeitserregten Motorbauteilen
431 Körperschalldämpfung
432 Körperschalldämmung
44 Teilkapselung
45 Vollkapselung

1 Außengeräusche von Kraftfahrzeugen

Das Außengeräusch eines Kraftfahrzeuges ist in erster Näherung die Summe der Geräusche einzelner Punktschallquellen.

Entsprechend der Definitionsgleichung für den Schalldruckpegel

$$L = 10 \log \left(\frac{p}{p_0}\right)^2 \text{ (dB)}$$

mit dem Bezugsdruck $p_0 = 2 \times 10^{-5}$ N/m² können n Einzelschallquellen mit den Schalldruckpegeln L_i zu einem Gesamtschallpegel L_{ges} wie folgt addiert werden:

$$L_{ges} = 10 \log \sum_{i=1}^{n} 10^{0{,}1\, L_i} \text{ (dB)}$$

Die Schallpegel der Einzelschallquellen hängen vor allem von den beiden möglichen Geschwindigkeitsgrößen Motordrehzahl und Fahrgeschwindigkeit ab, die miteinander durch die verschiedenen Getriebestufen gekoppelt sind. Die Abhängigkeit der Geräuschkomponenten von n bzw. V sind in Tafel 1 aufgeführt. Die Lautstärken der einzelnen Geräuschkomponenten hängen vom Fahrzeug- und Motortyp sowie dem Grad der durchgeführten Geräuschbekämpfung ab und können sehr unterschiedlich sein. Bild 1 zeigt typische Fahr- und Rollgeräuschkurven für verschiedene Fahrzeugarten. Beim PKW kann

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

Tafel 1: Abhängigkeit der Schallintensität einzelner Kraftfahrzeuggeräuschkomponenten von der Motordrehzahl n und der Fahrgeschwindigkeit V [44]

Fahrzeuggeräuschkomponente	$\left(\frac{p}{p_0}\right)^2 \sim$
Auspuffgeräusch	$n^{4,5}$
Ansauggeräusch	$n^{4,5}$
Kühlgebläsegeräusch	$n^{5,5}$
Motor-Oberflächengeräusch	n^{K*}
Rollgeräusch	V^4
Geräusche der Kraftübertragung	n^2, V^2
aerodynamische Geräusche	$V^{5,5}$
Fahrzeugschwingungen	n°, V°

*K ist vom Motortyp abhängig, z. B.
K = 3 für Diesel-Saugmotoren,
K = 4 für aufgeladene Dieselmotoren,
K = 5 für Ottomotoren.

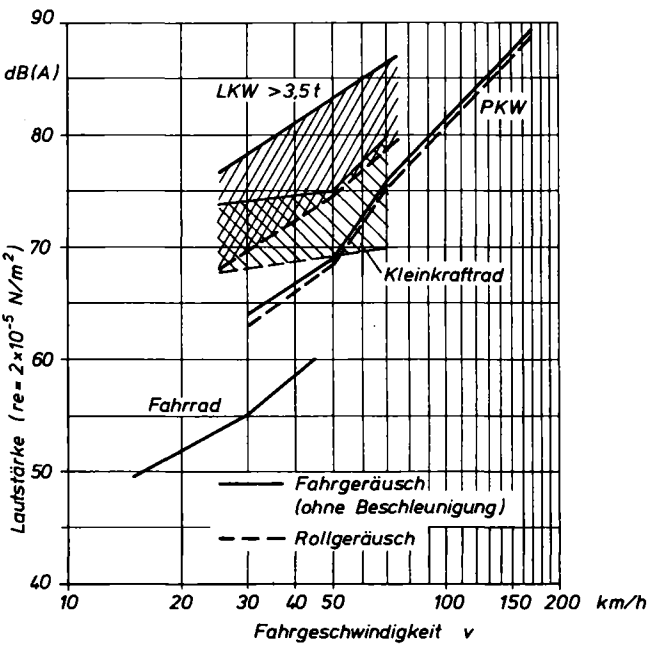


Bild 1. Fahr- und Rollgeräusche verschiedener Fahrzeuge auf glatter, horizontaler Fahrbahn im direkten Gang [1]

zumindest bei konstanter Geschwindigkeit und im direkten Gang der Motoreinfluß vernachlässigt werden, beim schweren LKW dominiert der Motor. Daß die Größe einer Schallquelle von untergeordneter Bedeutung ist, zeigen die Schallpegel der Kleinkrafträder.

11 Motorgeräusche

Bei Nutzfahrzeugen, die meistens mit dem im Vergleich zum Ottomotor lauteren Dieselmotor ausgerüstet sind, dominieren in fast allen Betriebszuständen die durch den Motor bedingten Geräuschanteile. Das gesamte Motorengeräusch wird durch eine Vielzahl von periodischen Kräften angeregt und entweder als direkt oder indirekt erzeugter Luftschall abgestrahlt. Bild 2 zeigt schematisch die Geräuschquellen eines Motors.

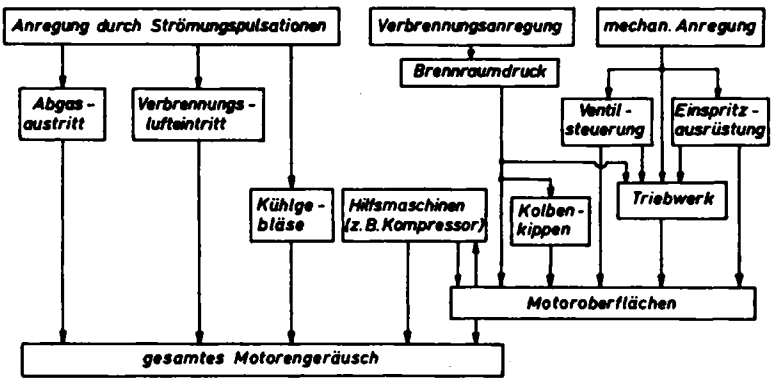


Bild 2. Geräuschquellen eines Motors

111 Ansaug- und Auspuffgeräusche

Die Gaswechselsvorgänge erzeugen im Verbrennungsluft- bzw. Abgassystem Strömungspulsationen, die ohne weitere Energieumwandlungen von den Mündungen als direkter Luftschall abgestrahlt werden.

Die Lärmbekämpfung erfolgt sekundär durch Schalldämpfer, die nach dem dissipativen oder dem Impedanzprinzip arbeiten [47]. Bei den dissipativen Schalldämpfern (Absorptions-, Relaxions-, Drosseldämpfer) wird die Schallenergie durch Reibung direkt in Wärme umgewandelt. Die Impedanzdämpfer (Reihenresonator, Abzweigresonator, $\lambda/4$-Rohr) nutzen Resonanzen oder Interferenzen aus, d. h. Reflexionen zwischen Querschnittssprüngen und Umwegleitungen. Die

Schalldämpferentwicklung ist z. Z. noch stark auf die Empirie angewiesen, bei ausreichend zur Verfügung gestelltem Bauraum kann aber prinzipiell jede gewünschte Dämpfung erreicht werden.

112 Kühlgebläsegeräusche

Das Kühlgebläse erzeugt ebenfalls direkten Luftschall, wobei zwei grundsätzlich verschiedene Entstehungsmechanismen zu unterscheiden sind.

Drehklang

Ein Strömungsgitter mit endlichen Schaufelabständen erzeugt ein rotierendes Druckfeld, das an einem ortsfesten Punkt Druckschwankungen und damit Schall erzeugt. Die diskreten Frequenzen des Drehklanges sind Vielfache der Grundfrequenz $f_0 = z \cdot n$ mit z = Schaufelzahl und n = Drehzahl (1/s). Störungen im hydrodynamischen Nahfeld des Rotors verstärken den Drehklang wobei vor allem die Harmonischen höherer Ordnung betroffen sind. Deshalb sollten Streben, Gitter, Kühler, Gebläseantrieb, Leitapparate usw. möglichst klein und strömungsgünstig ausgeführt und ausreichend weit vom Rotor entfernt sein. Ein ausgezeichnetes Mittel zur Reduzierung des Drehklanges ist die Modulierung der diskreten Einzeltöne durch ungleichmäßige Laufschaufelteilungen.

Wirbelgeräusch

Die Wirbelablösung in der Schattenzone von Hindernissen hat stochastischen Charakter und verursacht daher ein breitbandiges Geräuschspektrum (Rauschen). In bestimmten Reynoldszahlbereichen kann die Wirbelbildung auch periodisch bei der Strouhalfrequenz $f_0 = 0{,}18\ V/d$ (V = Strömungsgeschwindigkeit, d = Hindernisbreite) erfolgen. Hindernisse im Zu- und Abstrom von Gebläsen, z. B. vorstehende Kanten, können auf diese Weise zum Teil sehr energiereiche „Hiebtöne" erzeugen.

Da beim Gebläse die Relativgeschwindigkeit vom Radius abhängt, existiert ein breites Band von Strouhalfrequenzen. Dieses breitbandige Rauschen, aus dem im allgemeinen die durch den Drehklang bedingten Pegelspitzen herausragen, ist das Wirbelgeräusch eines Gebläses. Bei gegebener Förderleistung kann es nur durch aerodynamisch hochwertige Gebläse mit geringen Wirbelverlusten abgesenkt werden.

Bei wassergekühlten Motoren mit konventioneller Kühleranordnung und ungeregeltem Gebläse sind durch das Gebläse bedingte Pegelüberhöhungen bis zu 6 dB(A) gemessen worden. Bei PKW-Kühlanlagen, die für Leerlaufbetrieb und Fahrt bei konstanter Geschwindigkeit ausgelegt sind, kann die Kühlanlage ohne Schwierigkeit vom Motor ge-

trennt und der geringen Leistungsaufnahme wegen das Gebläse elektrisch angetrieben werden. Die Gebläsedrehzahl kann thermostatisch gesteuert werden.
Bei Nutzfahrzeug-Kühlanlagen, die die max. Kühlwärme auch bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten abführen müssen, ist dieser Weg bedingt durch den notwendigen Bauraum und die hohe Gebläseantriebsleistung von etwa 3–5% der Motor-Nennleistung weit schwieriger.

Um einen komplizierten mechanischen Gebläseantrieb zu vermeiden, muß das Gebläse hydraulisch angetrieben werden. Eine thermostatische Drehzahlregelung ist nur bei geringem Auslastungsgrad des Motors sinnvoll. Der Platzbedarf der Kühlanlage muß reduziert werden. Das kann durch folgende Maßnahmen erfolgen: Verringerung des heute üblichen Kühlluftbedarfes von etwa 75 kg/kWh durch einen geschlossenen Kühlkreislauf mit einer höheren Temperaturdifferenz zwischen Kühlluft und Kühlflüssigkeit, größere Kühlertiefen mit entsprechend dem höheren Druckverlust ausgelegten Gebläsen. Bei verkleinertem Kühlluftbedarf ist eine sekundäre Lärmbekämpfung durch Absorptionsdämpfer einfacher. Dieser Weg wird beim luftgekühlten Motor mit dem geringeren Kühlluftbedarf von etwa 60 kg/kWh schon heute mit gutem Erfolg beschritten.

113 Motoroberflächengeräusche

Die Geräuschentstehungsmechanismen des von der Motoroberfläche emittierten Luftschalles sind sehr komplex, die Grundlagenforschung ist auf diesem Gebiet noch nicht abgeschlossen (Einzelheiten s. Abschn. 2).

Die *Verbrennung* erzeugt nur indirekten Luftschall, da bei geschlossenen Ventilen keine direkte Verbindung zur Außenatmosphäre vorhanden ist. Die Druckschwankungen werden auf die den Brennraum begrenzenden Bauteile übertragen und gelangen auf verschiedenen Körperschallwegen über die kraftführenden Bauteile zur Motoroberfläche. Ein hochfrequenter Anteil der Verbrennungsanregung, der nicht pegelbestimmend ist, nimmt den direkten Weg über die Zylinderköpfe und -rohre. Der pegelbestimmende Hauptanteil gelangt über Kolben und Pleuel zur Kurbelwelle, die über die Hauptlagerstühle das Kurbelgehäuse anregt [23]. Dies ist die Erklärung für die statistisch gefundene Unabhängigkeit der Motorenlautstärke von der Kühlungsart [21]. Die Ausbildung des unteren Motorbereiches ist nicht von der Kühlungsart abhängig, der Wassermantel beim wassergekühlten Motor wird vom Körperschall umgangen und hat daher keine zusätzliche Dämmwirkung.

Das *Kippen* (Anlagewechsel) des Kolbens im Verbrennungs-OT wird durch den Verbrennungsdruck hervorgerufen. Wegen der Stoß-

charakteristik dieser Anregungsquelle ist eine Zuordnung zu den mechanischen Anregungen sinnvoll.

Mechanische Anregungen werden durch alle periodischen Vorgänge verursacht. Der durch Massenkräfte, Drehmomentschwankungen, Stoßanregungen nach dem Durchlauf von Spielen erzeugte Körperschall gelangt auf den gleichen Körperschallwegen wie bei der Verbrennungsanregung zur Motoroberfläche.

Bei *Hilfsmaschinen* (Kompressor, Lichtmaschine und Anlasser) ist neben dem Luftschall des Eigengeräusches die gegenseitige Beeinflussung über die Befestigung von Bedeutung. Wenn eine Körperschallisolation nicht möglich ist, sollte die Befestigungsstelle in einer steifen Motorzone liegen.

Der von den verschiedenen Erregerquellen erzeugte Körperschall der Motoroberfläche wird auf die angrenzende Luft übertragen, d. h. in Luftschall umgewandelt.

12 Rollgeräusche

Die Rollgeräusche von Fahrzeugen werden fast ausschließlich durch das Wechselspiel zwischen Fahrbahn und Reifen hervorgerufen, wobei zwei Anregungsmechanismen zu unterscheiden sind:

Das Profilgeräusch entsteht durch eine der Profilteilung entsprechende periodische Wirbelbildung in der näheren Umgebung der Reifenaufstandsfläche.

Beim zweiten Anregungsmechanismus wird der durch den Reifeninnendruck vorgespannte Reifen durch die Fahrbahnunebenheit zu Schwingungen angeregt. In diesem Falle strahlt die gesamte Reifenoberfläche Luftschall ab. Freifelduntersuchungen von PKW-Rollgeräuschen auf realen Fahrbahnoberflächen [11] ergaben, daß dieser Schallanteil zumindest bei PKW-Reifen eindeutig überwiegt. Die über die Aufstandsfläche einwirkenden Fahrbahnunebenheiten haben im Normalfall eine stochastische Verteilung und verursachen daher ein breitbandiges Anregungsspektrum. Der Reifen hat die Eigenschaften eines akustischen Filters, der höher frequente Anregungspegel unterdrückt bzw. stark dämpft.

Die Intensität des Rollgeräusches ist proportional der Breite der Aufstandsfläche und der 4. Potenz der Fahrgeschwindigkeit, d. h. bei doppelter Fahrgeschwindigkeit steigt der Geräuschpegel um 12 dB.

Profilgeräusche sind nur bei sehr glatter Fahrbahnoberfläche und grober Stollenteilung von Bedeutung (PKW-M+S-Reifen, Nutzfahrzeugreifen).

Geräuschmindernde Maßnahmen leiten sich aus dem Verständnis der Anregungsmechanismen ab. Bei vorherrschenden Profilgeräuschen bieten sich ungleiche Stollenteilungen und der Ersatz von Querstollen

durch Zick-Zack-Profile an. Es sind Reifen zu entwickeln, die im Durchlaßbereich weniger Resonanzen besitzen und deren Durchlaßbereich zu niederen Frequenzen verschoben ist. Reifen aus dem resonanzfreudigeren Nylon sind z. B. um etwa 2 dB(A) lauter als Reyon-Reifen. Auch sekundäre Maßnahmen wie schalldämmende und -absorbierende Verkleidungen sind nicht auszuschließen, allerdings ist das eventuell auftretende thermische Problem zu beachten.

Den größten Einfluß auf das Rollgeräusch hat die Fahrbahnoberfläche. Im Vergleich zu glattem Asphalt steigt der Geräuschpegel auf einer Betondecke um etwa 2 dB(A), bei Kopfsteinpflaster sind Erhöhungen bis zu 10 dB(A) gemessen worden. Bei nasser Fahrbahn dominieren die Wasserverdrängungsgeräusche, im Vergleich zu glatter trockener Fahrbahn sind Erhöhungen von 10 dB(A) möglich.

13 Geräusche der Kraftübertragung

Das von der Kupplungsglocke und der Getriebeoberfläche abgestrahlte Geräusch wird hauptsächlich durch Körperschallanregung vom fest angeflanschten Motor verursacht. Die Anregung durch Zahneingriffe im Getriebe kann beim heute üblichen Fertigungsstandard in vielen Fällen vernachlässigt werden.

Bei PKW-Ottomotoren kann das Getriebegeräusch in der gleichen Größenordnung wie das Motorengeräusch liegen, der Einfluß auf das Außengeräusch ist aber gering, da das Getriebe wie der Motor relativ gut abgeschirmt sind.

Bei Nutzfahrzeugmotoren liegt das Getriebegeräusch 7 – 10 dB(A) unter dem Motorengeräusch. Durch die offene Bauweise bedingt, ist im Falle einer wirksamen Motorkapselung sehr bald der Punkt erreicht, an dem das Getriebegeräusch einen deutlichen Einfluß auf das Außengeräusch hat und ebenfalls bekämpft werden muß. Das kann entweder durch Unterbrechung des Körperschallflusses, d. h. Trennung des Getriebes vom Motor mit kardanischer Kraftübertragung, oder durch sekundäre Maßnahmen wie Kapselung geschehen.

Das Geräusch des Ausgleichsgetriebes liegt bei geräuscharmer Konstruktion (z. B. Schrägverzahnung) und ausreichender Fertigungsgüte so weit unter dem Gesamtgeräusch, daß bei den zu erwartenden Geräuschgrenzwerten keine zusätzlichen Lärmbekämpfungsmaßnahmen erforderlich erscheinen.

14 Karosseriegeräusche

Der Einfluß der Karosseriegeräusche auf das Außengeräusch kann bei üblichen Testbedingungen vernachlässigt werden. Die aerody-

namischen Geräusche durch Karosserievorsprünge und -kanten sind nur bei sehr hohen Geschwindigkeiten von Bedeutung.

Der Einfluß auf das Innengeräusch ist dagegen sehr viel stärker, da besonders die aerodynamischen Geräusche durch Resonanzwirkungen stark überhöht werden können.

2 Entstehung der Motoroberflächengeräusche

Die Lautstärke und Frequenzcharakteristik des Motoroberflächengeräusches, im folgenden nur Motorgeräusch genannt, hängt von den Anregungsspektren der verschiedenen, gleichzeitig einwirkenden Erregerkräfte, den Schwingungseigenschaften der Motorstruktur und der akustischen Effizienz der Umwandlung von Körperschall in Luftschall (Abstrahlmaß) der einzelnen Oberflächenbereiche ab.

21 Erregerkräfte

Alle periodischen Vorgänge im Motor erzeugen Impulse (Kraft-Zeit-Verläufe), die zugehörigen Anregungsspektren können entweder meßtechnisch erfaßt oder rechnerisch abgeschätzt werden.

Für Anregungsspektren gilt allgemein:

Geringere Geräuschanregung bei kleinerem Kraft-Zeit-Integral; Verschiebung des Spektrumabfalls zu höheren Frequenzen bei Verkürzung der Dauer des Einzelvorganges, z. B. bei einer Drehzahlerhöhung;

Geräuschanregung bei mittleren und höheren Frequenzen um so geringer, je flacher der Kraftanstieg und -abfall;

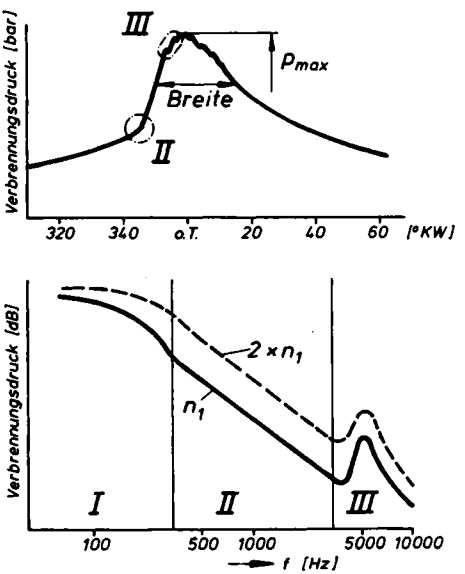
Abfall im Spektrum bei höheren Frequenzen ist um so steiler, je höher die Ordnung der Stetigkeit ist.

Bei Motoren mit intermittierender Verbrennung unterscheidet man zwischen der Verbrennungsanregung und den mech. Anregungskräften.

211 Verbrennungsanregung

Bei Dieselmotoren mittlerer Größe (Nutzfahrzeugmotoren) ist die Verbrennungsanregung die stärkte Erregerkraft. In Ausnahmefällen, bei besonders weicher Verbrennung, können die mechanischen Anregungen überwiegen. Bei Großmotoren und kleineren Motoren mit hoher Drehzahl dominieren meist die mechanischen Anregungen.

Die Verbrennungsanregung kann als einzige Erregerkraft bei laufendem Motor direkt meßtechnisch erfaßt werden (Druckgeber im Brennraum). Bild 3 zeigt qualitativ den Verbrennungsdruckverlauf



I. Breite und maximaler Verbrennungsdruck, II. Druckanstieg bei Zündbeginn, III. Brennraumgröße und -form (Resonanzen)

Bild 3. Qualitativer Zusammenhang zwischen Verbrennungsdruckverlauf und Anregungsspektrum [31].

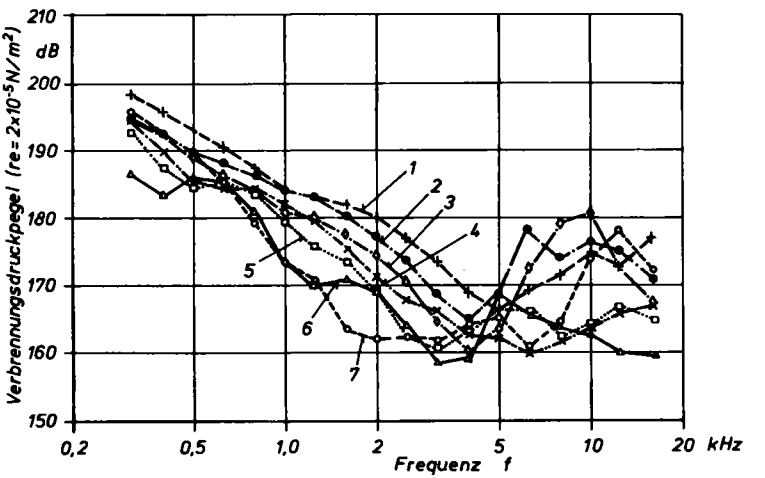
über dem Kurbelwellenwinkel und das dazugehörige Anregungsspektrum für einen Dieselmotor. Das Anregungsspektrum kann in drei typische Frequenzbereiche unterteilt werden. Die etwa gleich hohen Amplituden der ersten fünf Harmonischen der Zündfrequenz bilden im wesentlichen den ersten tieffrequenten Bereich, der damit vom max. Zünddruck und der Fülligkeit des Verbrennungsdruckverlaufes abhängt aber akustisch ohne Bedeutung ist.

Dem mittelfrequenten Bereich zwischen etwa 300 und 3000 Hz kommt die überwiegende akustische Bedeutung zu, da er bei allen Motoren pegelbestimmend ist. In diesem Bereich erfolgt ein etwa linearer Spektrumsabfall, dessen Abfallrate nur von dem mehr oder weniger steilen Druckanstieg bei Zündbeginn beeinflußt wird. Je härter die Verbrennung, desto flacher ist der Abfall. Ausgehend von einer minimalen Abfallrate von etwa 20 dB/Dekade (Dekade = 10-fache Frequenz) für eine sehr harte Verbrennung, liegt der Abfall für übliche Direkteinspritzung bei 30, für weichere Brennverfahren oder Aufladem motoren bei 40, für die sehr weiche Verbrennung eines Ottomotors bei 50 dB/Dekade. Bei einer Drehzahlerhöhung ändert sich

der Druckverlauf über dem Kurbelwellenwinkel nur unwesentlich, das Frequenzspektrum wird aber dem Drehzahlsprung entsprechend in höhere Frequenzen verschoben. Die Abfallrate im mittelfrequenten Bereich gibt daher die Lautstärkenabhängigkeit des Verbrennungsgeräusches von der Drehzahl an.

Die dem Druckverlauf überlagerten Druckschwankungen im Bereich des max. Zünddruckes ergeben einen Anstieg im hochfrequenten dritten Bereich, der akustisch ohne große Bedeutung ist, da durch die Filterwirkung der Motorstruktur dieser Frequenzbereich nicht mehr pegelbestimmend ist.

Da das Motorengeräusch nur unwesentlich vom max. Zünddruck und damit von der Leistungsausbeute abhängt, sind alle Maßnahmen akustisch wirksam, die bei dominierender Verbrennungsanregung den Druckanstieg bei Zündbeginn sanfter und gleichmäßiger machen, d. h. den Zündverzug verkleinern. Bild 4 zeigt Verbrennungsanregungsspektren von Motoren mit verschiedenen Brennverfahren.



1) Direkteinspritzer mit Luftverteilung, n = 3000 l/min
2) Direkteinspritzer mit Luftverteilung, n = 2800 l/min
3) Direkteinspritzer mit Luftverteilung, n = 2800 l/min
4) Gleichdruck-Vorkammer n = 3000 l/min
5) Wirbelkammer n = 3400 l/min
6) Vorkammer n = 2800 l/min
7) Direkteinspritzer mit wandnaher Gemischbildung n = 2500 l/min

Bild 4. Verbrennungsanregungsspektren von Motoren mit verschiedenen Brennverfahren bei Nennleistung [18]

Die Direkteinspritzer mit Luftverteilung haben im interessierenden Frequenzbereich die höchsten Amplituden, die aber bei optimaler Verbrennungsabstimmung merkbar gesenkt werden können. Der Direkteinspritzer mit wandnaher Gemischbildung hat die geringste Anregung, der Vorkammermotor mit dämpfendem engen Überströmkanal ist nur wenig schlechter. Im Mittelfeld liegen der Wirbelkammer- und Gleichdruck-Vorkammermotor mit weniger dämpfendem weiten Überströmkanal.

Der vom Pumpentyp, den Leitungslängen und Einspritzventilen abhängige Einspritzverlauf und der Förderbeginn haben einen starken Einfluß auf den Zündverzug. Eine Förderbeginnverstellung von 10°KW kann bis zu 6 dB(A) Lautstärkenänderung bewirken [17]. Bei Verwendung von Reiheneinspritzpumpen ist der Einfluß der Last auf die Lautstärke nur gering, da sich der Einspritzverlauf bei Einspritzbeginn nur unwesentlich ändert, bei Verteilerpumpen können zwischen Leerlauf und Vollast bei gleicher Drehzahl Pegeldifferenzen bis zu 8 dB(A) aufteten [31].

Bild 5 zeigt den Einfluß der Aufladung auf die Verbrennungsanregung. Die hohen Druckamplituden der tiefen Harmonischen sind akustisch ohne Bedeutung. Der bei Aufladung steilere Spektrumsabfall im mittelfrequenten Bereich wird durch den geringeren Zündverzug bewirkt, der sich aus der erhöhten Verdichtungsendtemperatur ergibt. Die Aufladung ist also ein geeignetes Mittel, um größere Leistungsausbeute bei geringerer oder zumindest gleicher Lautstärke zu erzielen.

Bild 6 zeigt den Vergleich der Verbrennungs-Anregungsspektren im Diesel- und Benzinbetrieb bei gleichem Grundmotor. Bei gleichen

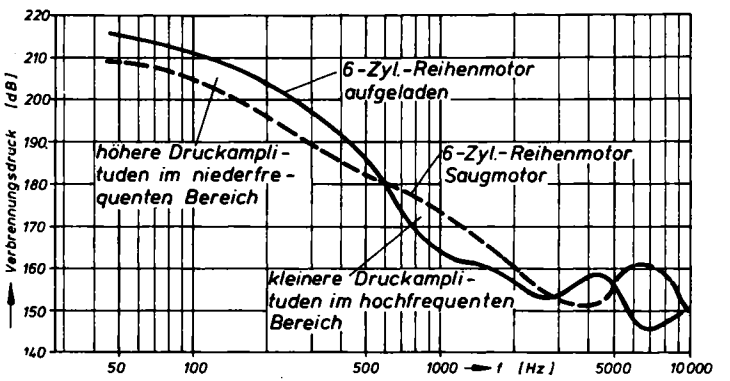


Bild 5. Einfluß der Aufladung auf das Verbrennungsanregungsspektrum eines 4-Takt-Dieselmotors bei Nenndrehzahl [19]

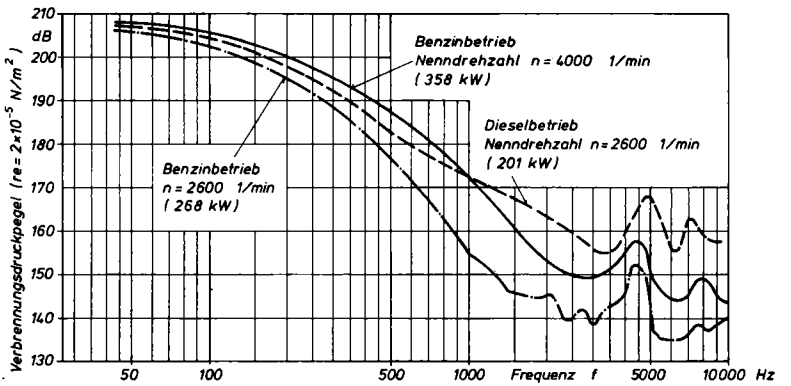


Bild 6. Verbrennungs-Anregungsspektren im Benzin- und Dieselbetrieb bei gleichem Grundmotor (13,1. ltr. – V8) [19]

Drehzahlen liegen die Druckamplituden für den Benzinbetrieb im ganzen Frequenzbereich deutlich tiefer, aber auch bei Nenndrehzahl ist noch ein akustischer Vorteil oberhalb von 1000 Hz zu erkennen.

212 Mechanische Anregung

Mechanische Anregungen erfolgen durch Massenkräfte, Federkräfte, Wechselkräfte infolge diskontinuierlicher Kraftübernahme (Zahnräder) und Stoßvorgänge beim Aufprall relativ zueinander bewegter Maschinenteile (Durchlauf von Spiel, Ventil-Aufsetzen). Die Anregungsspektren der Einspritzanlage und des Ventiltriebes haben ohne Stoßanregungen der Düsennadeln, Ventile und Stößel mit 30 dB/Dekade ähnliche Abfallraten wie die Verbrennungsanregung, die Amplitudenhöhe ist aber geringer. Für die Anregung durch das Kolbenkippen wird eine Drehzahlabhängigkeit von $\left(\frac{p}{po}\right)^2 \sim n^{1/3}$ angegeben [34].

Bei Stoßanregung fallen die dem Impuls proportionalen Amplituden des Anregungsspektrums oberhalb von $f_s = 1/\tau_s$ (τ_s = Stoßdauer) stark ab. Die bis f_s theoretisch konstanten Amplituden haben bei realen Systemen elastizitätsbedingte Abfallraten von etwa 20 dB/Dekade.

Die Anregungsspektren von Massenkräften haben wegen der quadratischen Drehzahlabhängigkeit der Kraftamplituden hohe Abfallraten von 30–50 dB/Dekade.

In [20] wurde experimentell eine weitere Anregungsform nachgewiesen, die den dominierenden Einfluß der mechanischen Anregung

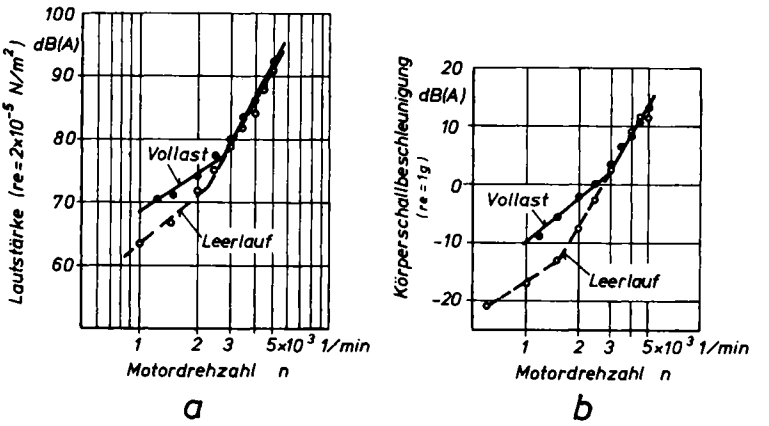


Bild 7. Einfluß von Last und Drehzahl auf a) das Gesamtgeräusch und b) den Körperschall der Hauptlagerdeckel (1,5 ltr. – Ottomotor)[20]

bei hochdrehenden Motoren erklärt. Die Lautstärke eines typischen PKW-Ottomotors über der Drehzahl (Bild 7a) hat bei kleinen Drehzahlen einen flachen Geräuschanstieg (25 dB/Dekade), der innerhalb eines engen Drehzahlbereiches in einen sehr viel steileren übergeht (55 dB/Dekade). Die Last ist nur im unteren Drehzahlbereich von Bedeutung. Ähnliche Verläufe sind auch bei höher drehenden Dieselmotoren gemessen worden.

Während der Anstieg im unteren Drehzahlbereich mit den bisherigen Anregungsmechanismen erklärt werden kann, ist dies für den oberen Drehzahlbereich nicht möglich, da Massenkraftspektren zwar ausreichend hohe Abfallraten, aber im interessierenden kHz-Bereich zu geringe Amplituden haben. Der geknickte Verlauf kann nur durch einen Mechanismus erklärt werden, der selbst seine Form mit der Drehzahl ändert. Durch Körperschallmessungen an den Hauptlagerdeckeln (Bild 7b), die einen dem Luftschall analogen Verlauf zeigen, und durch Druckmessungen im Ölfilm wurde als Anregung der durch den Motorlauf erzeugte dynamische Druck im Hauptlagerölfilm ermittelt. Ein Vergleich des Geräuschspektrums mit dem Spektrum der Lagerspieländerung bzw. der Lagerspieländerungs-Geschwindigkeit (Bild 8) zeigt, daß die Geräuschamplituden bei kleinen Drehzahlen analog zur Lagerspieländerung verlaufen, im hohen Drehzahlbereich zur Lagerspieländerungs-Geschwindigkeit. Die physikalische Begründung wird durch erst oberhalb von bestimmten Drehzahlen auftretende Kavitationszonen im Ölfilm gegeben.

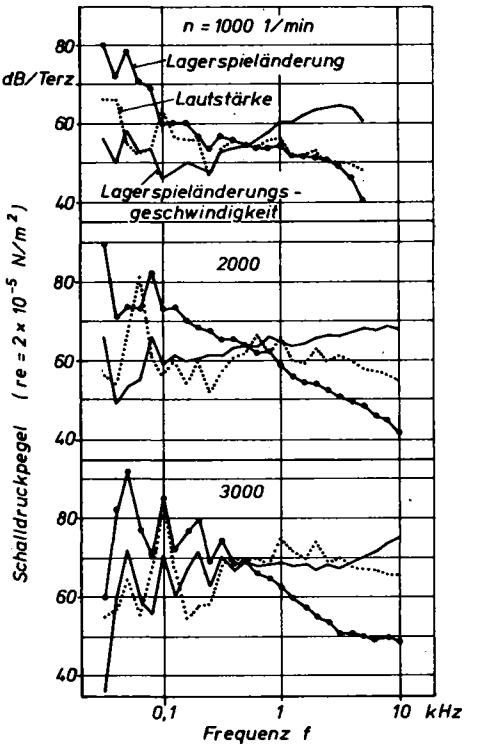


Bild 8. Vergleich des Geräuschspektrums mit dem Spektrum der radialen Kurbelwellenzapfenbewegung bei verschiedenen Drehzahlen [20]

Da der dominierende Körperschallweg über den Kurbeltrieb zu den Motoroberflächen geht, kann das Motorengeräusch, auch das von mittelschnellaufenden Dieselmotoren mit dominierender Verbrennungsanregung, als Resultat einer stoßartigen Anregung durch die schnelle Bewegung der Kurbelwellenzapfen innerhalb des Lagerspiels im dämpfenden Ölfilm aufgefaßt werden.

22 Körperschallverhalten von Motorstrukturen bei Kraft- und Geschwindigkeitsanregung

221 Kraftanregung

Die frequenzabhängigen Anregungs (F)- und Schnellamplituden (v) sind durch die i. a. komplexe Admittanz $\frac{1}{z}$ verbunden

$$1/z = \frac{v}{F}$$

mit der Impedanz z. Die max. Schnellen liegen bei den Bauteileigenfrequenzen,

$$f_0 \sim \sqrt{\frac{\overline{B}}{\overline{m}}}$$

die von der Steifigkeit $\overline{B}$ und der Massenbelegung $\overline{m}$ abhängen. Der Körperschall ist um so geringer, je schwerer und biegesteifer die Konstruktion ist.

Wie dicht bei einer typischen Motorstruktur die Eigenfrequenzen beieinander liegen, zeigt Bild 9. Da alle konventionellen Motoren ähnliche Konstruktionsprinzipien aufweisen, sind auch die möglichen Schwingungsformen ähnlich. Ein Reihenmotor z. B. besteht aus einem Kasten, der durch die Lagerstühle unterteilt und oben durch den Zylinderkopf geschlossen ist, versteift durch Zwischendecks, die durch die Zylinderbohrungen geschwächt sind. Diese Struktur ist torsionsweich, da die Ölwanne meistens zu schwach ist, den Kasten unten zu schließen. Als Biegebalken aufgefaßt, ist sie in senkrechter Richtung sehr viel steifer als in horizontaler. Bild 10 zeigt typische Schwingungsformen eines Vierzylinder-Reihenmotors. Die bei einigen 100 Hz liegende Torsionsschwingung ist nicht aufgeführt.

Die Frequenzlage der Grundschwingungen von Reihen- und V-Motoren (Bild 11) kann mit den angegebenen empirischen Formeln [34] abgeschätzt werden. L ist die Motorlänge (m), bei der Grundschwingung des V-Motors (bank to bank) ist d (m) der senkrechte Abstand zwischen KW-Mitte und oberen Zylinderblockfläche.

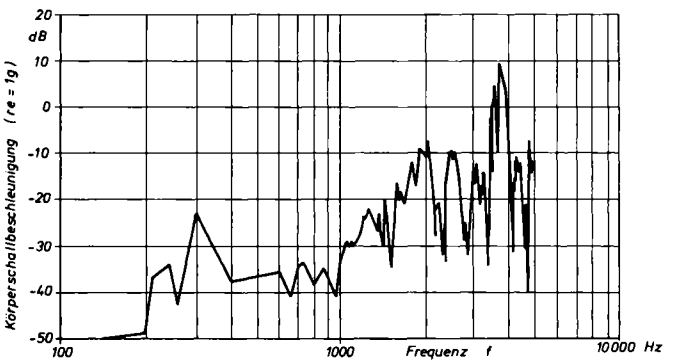


Bild 9. Körperschallamplituden eines Dieselmotorgehäuses bei sinusförmiger Anregung mit konstanter Kraftamplitude [34]

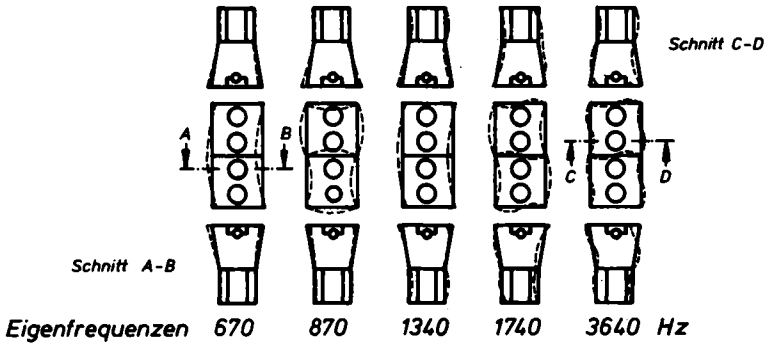


Bild 10. Kurbelgehäuse-Schwingungsformen eines wassergekühlten 4-Zyl.-Reihenmotors mit drei Hauptlagern [37]

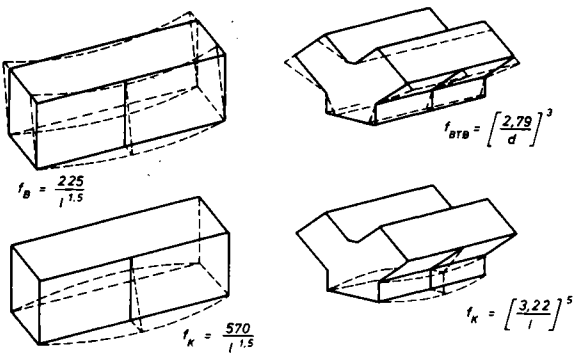


Bild 11. Idealisierte Grundbiege-Schwingungsformen für Reihen- und V-Motoren [34]

Bei höheren Frequenzen, etwa oberhalb von 1000 – 2000 Hz, verhält sich das Motorgestell wie ein fester Körper, die Seitenwandbereiche beginnen unabhängig voneinander zu schwingen. Es bilden sich charakteristische Schwingungstypgruppen heraus, die innerhalb einer Gruppe nur im Detail differieren. Bild 12 zeigt für ein 6-Zylinder-Kurbelgehäuse eine dieser Schwingungsgruppen. Zwölf mögliche Schwingungsformen liegen in einem schmalen Frequenzbereich von etwa 230 Hz.

Das Schwingungsverhalten von Motorbauteilen ändert sich im eingebauten Zustand vor allem in der Weise, daß die Körperschallamplituden bei den verschiedenen Bauteileigenfrequenzen durch das

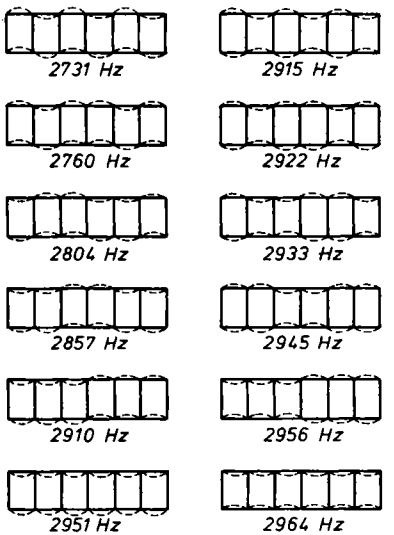
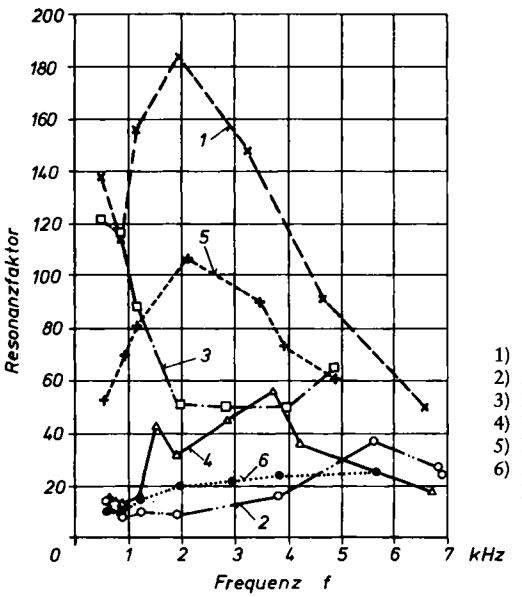


Bild 12. Seitenwand-Eigenfrequenzen eines 6-Zyl.-Kurbelgehäuses [34]



1) Kurbelgehäuse (KG) allein
2) kompletter Motor
3) KG und Zylinderkopf
4) KG und Kurbelwelle
5) KG und Ölwanne
6) KG und Kurbelwelle, Kolben, Pleuel

Bild 13. Dämpfung der Kurbelgehäuse-Schwingungen durch andere Motorbauteile [37]

Zusammenwirken mit den anderen Bauteilen mehr oder weniger stark gedämpft werden.

Die Dämpfung der Kurbelgehäuseschwingungen eines kleinen Dieselmotors ist je nach Ausrüstungszustand sehr unterschiedlich (Bild 13). Obwohl Ölwanne und Zylinderkopf den Resonanzfaktor des nackten Kurbelgehäuses deutlich beeinflussen, ist die größte Annäherung an den kompletten Motor mit der alleinigen Montage von Kolben, Pleuel und Kurbelwelle zu erzielen.

222 Geschwindigkeitsanregung

Ein beträchtlicher Teil der Motoroberfläche (40−60%) wird durch Deckel, z. B. Ölwanne, Ventil- und Steuerungsdeckel, und Anbauteile, z. B. Kühlwasser- bzw. Kühlluftführungen und Hilfsmaschinen, gebildet, die die Steifigkeit der Motorstruktur nur unwesentlich beeinflussen. Diese Teile werden durch die an der Befestigung vorhandene Körperschallschnelle der kraftführenden Motorstruktur angeregt. Bei Geschwindigkeitsanregung ist die sich auf dem Bauteil einstellende Körperschallschnelle unabhängig von der Steifigkeit und der Massenbelegung des Bauteils.

23 Abstrahl- und Übertragungsmaß

Das *Abstrahlmaß* wird als Verhältnis der Luftschall- und Körperschalleistung definiert. Der Luftschall ist nicht allein vom Körperschall abhängig, sondern auch von der Effizienz der Umwandlung von Körperschall in Luftschall. Da die Biegewellenlänge λ_B wegen der Frequenzabhängigkeit von c_B prop. $1/\sqrt{f}$ und die Luftschallwellenlänge λ_L prop. $1/f$ ist, existiert eine Biegewellen-Grenzfrequenz ($\lambda_B = \lambda_L$), die gegeben ist durch:

$$f_g = \frac{c_L^2}{2\pi}\sqrt{\frac{m}{B}}.$$

Oberhalb der Grenzfrequenz ($\lambda_B > \lambda_L$) erfolgt die Schallabstrahlung optimal, d. h. das Abstrahlmaß ist 1. Von einer unendlich ausgedehnten Platte mit Biegewellen wird eine ebene Welle unter einem bestimmten Winkel abgestrahlt, der vom Verhältnis λ_L/λ_B abhängt (Bild 14). Unterhalb der Grenzfrequenz ist das Abstrahlmaß 0, da der Winkel $\vartheta > 90°$ wird. Die Luftpartikel im Nahfeld der Platte führen Ellipsenbewegungen aus und weichen damit der zur Schallübertragung notwendigen Kompression aus. Dieser Effekt wird als hydrodynamischer Kurzschluß bezeichnet. Bei endlichen Plattenabmessungen wird dieser Effekt durch die schallabstrahlenden Platten-

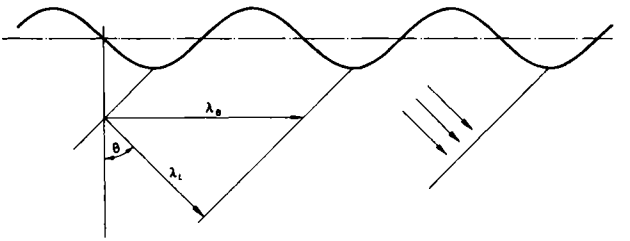


Bild 14. Schallabstrahlung von Platten mit Biegewellenausbreitung [49]

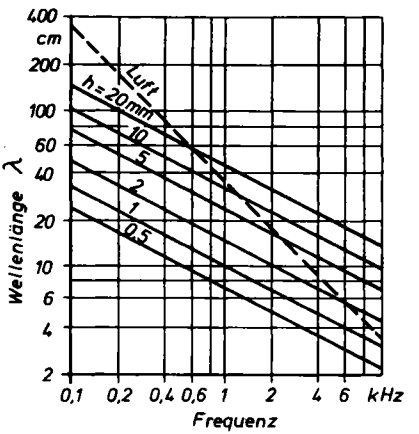


Bild 15. Wellenlänge über Frequenz für Stahlplatten verschiedener Dicke [47]

begrenzungen und Einspannstellen abgeschwächt, das Abstrahlmaß ist also von Null verschieden. Es ist um so kleiner, je größer die Plattenabmessungen im Verhältnis zu λ_B sind. Aus Bild 15 kann für Stahlplatten verschiedener Dicke die Grenfrequenz abgelesen werden.

Aus dem Zusammenhang zwischen Abstrahlmaß und Grenzfrequenz folgt, daß ein Bauteil um so weniger Luftschall abstrahlt, je schwerer und biegeweicher es ist. Der Einfluß der Steifigkeit auf den Luftschall ist gegenläufig, da bei kraftführenden Bauteilen der Körperschall mit zunehmender Steifigkeit abnimmt (22). Bei konventionellen Motorstrukturen ist das Abstrahlmaß wegen der tiefliegenden Grenzfrequenz im pegelbestimmenden Frequenzbereich 1, der Luftschall wird daher nur vom Körperschallverhalten beeinflußt. Bei geschwindigkeitserregten Bauteilen kann der Körperschall zwar nicht konstruktiv beeinflußt werden, wenn von der Körperschallisolierung abgesehen

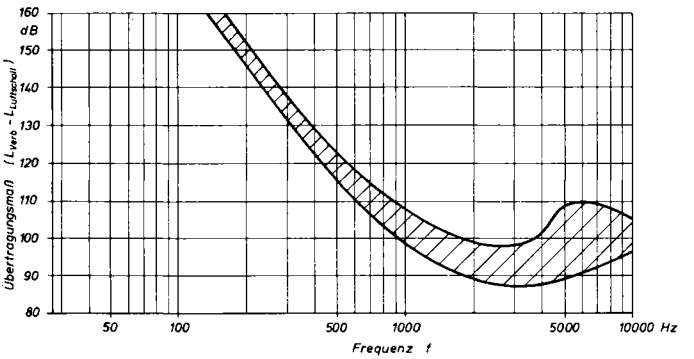


Bild 16. Streubreite des Übertragungsmaßes für Motoren unterschiedlicher Konstruktion [19]

wird, durch größere Massenbelegung und biegeweichere Konstruktion kann aber das Abstrahlmaß und damit der Luftschall vermindert werden.

Das *Übertragungsmaß* gibt die akustische Filterwirkung eines Motors an, d. h. die Pegeldifferenzen zwischen Anregungs- und Luftschallamplituden. Aus versuchstechnischen Gründen ist die Ermittlung nur für den Verbrennungsanteil möglich. Bild 16 zeigt das Streuband des Übertragungsmaßes für Motoren unterschiedlichster Konstruktion. Die große Durchlässigkeit im mittleren Frequenzbereich erklärt die Tatsache, daß die Lautstärken aller Motoren von diesem Bereich bestimmt wird.

24 Lautstärke konventioneller Dieselmotoren

Von mehreren Verfassern werden empirisch gefundene Berechnungsformeln für den A-bewerteten 1 m-Schalldruckpegel von Dieselmotoren genannt:

Priede [16]

$$L_A = 30 \lg n + 50 \lg \frac{B}{10} - 51{,}5 \quad \text{4-Takt-Saugmotoren,}$$

$$L_A = 40 \lg n + 50 \lg \frac{B}{10} - 86{,}5 \quad \text{4-Takt-Aufladem motoren,}$$

$$L_A = 40 \lg n + 50 \lg \frac{B}{10} - 80 \quad \text{2-Takt-Motoren.}$$

Cordier, Reyl [22]

$$L_A = 30 \lg c_m + 5 \lg \frac{S}{100} + 5 \log z + 69.$$

CIMAC [21]

$$L_A = 10 \lg n + 5{,}5 \lg P + 55{,}5,$$

mit:

Motordrehzahl n (min^{-1})
Zylinderbohrung B (mm)
mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m (m/s)
Kolbenhub s (mm)
Zylinderzahl z (−)
Motorleistung P (kW).

Die Formeln von Priede haben als bestimmende Größen nur die Drehzahl und die Zylinderbohrung und gelten für Mehrzylindermotoren mit mindestens drei Zylindern. Bei gegenläufigen Kolben ist eine äquivalente Bohrung von $10 \sqrt{0{,}2 \cdot B}$ einzusetzen. Die Bohrung ist für Motoren mit dominierender Verbrennungsanregung die charakteristische Größe, da sie sowohl die Größe der Anregungskraft (Verbrennungsdruck × Kolbenfläche) als auch die Motorabmessungen berücksichtigt.

Die Formel von Cordier und Reyl hat als bestimmende Größe die mittlere Kolbengeschwindigkeit, Kolbenhub und Zylinderzahl haben numerisch nur geringen Einfluß. Die Verbrennungsanregungskräfte werden nicht zutreffend berücksichtigt.

Die CIMAC-Formel wurde statistisch über das akustische Wirkungsmaß (Schalleistung/Nennleistung) ermittelt und gilt in der angegebenen Form nur für den Nennleistungspunkt. Für andere Drehzahlen ist das Glied $30 \lg n_N/n$ abzuziehen (n_N = Nenndrehzahl). Da die Leistung primär kein akustisch bestimmender Faktor ist, können im Einzelfall starke Abweichungen auftreten.

3 Testverfahren, Geräuschemissionsgrenzwerte

Zur Festlegung von Geräuschemissionsgrenzwerten für Fahrzeuge sind genormte Testverfahren unerläßlich, die die pegelbestimmenden Geräuschanteile möglichst mit einem Summenwert erfassen, repräsentative und reproduzierbare Ergebnisse liefern und auf alle Fahrzeuge anwendbar sind, ohne eine Fahrzeugkategorie besonders zu bevor- oder zu benachteiligen.

Die immer weitergehende Verflechtung der Wirtschaftsmärkte fördert die internationale Normung. Im akustischen Bereich ist ein Ende dieser Entwicklung noch nicht abzusehen. Das in den meisten europäischen Ländern angewandte Testverfahren der beschleunigten Vorbeifahrt nach ISO-Recommendation 362, das tendenzmäßig das maximal mögliche Außengeräusch eines Fahrzeuges wiedergibt, soll so modifiziert werden, daß ein mittleres Verkehrsgeräusch repräsentiert wird.

Der Meßabstand bei diesem Verfahren ist 7,5 m von der Fahrzeugmitte. Bei dem in den USA bevorzugten Testverfahren nach SAE Recommended Practice J 366 beträgt der Meßabstand bei sonst ähnlichen Bedingungen 50 ft (15,2 m) von der Fahrzeugmitte. Die durch den Entfernungseinfluß bedingte theoretische Schallpegelabnahme von 6,1 dB gilt nur für Punktschallquellen und ungehinderter Schallausbreitung. Durch die unterschiedliche Größe der Fahrzeuge und die Reflexionen des bei beiden Verfahren vorgeschriebenen schallharten Bodens ist im Mittel mit einer Schallpegelabnahme von 5–6 dB gegenüber der Messung nach ISO-R. 362 zu rechnen.

Für schwere Nutzfahrzeuge wird längerfristig ein Geräuschemissionsgrenzwert von 80 dB(A) nach ISO-R. 362 angestrebt. Das würde einer Absenkung von über 10 dB(A) gegenüber 1970 entsprechen. Vom amerikanischen Staatsdepartment für Straßenverkehr ist ein Forschungsauftrag vergeben worden mit einem Fernziel von 70 dB(A) nach SAE J 366 (d. h. etwa 75 dB(A) nach ISO-R. 362) für das Jahr 1988 [30]. Da das Rollgeräusch schon in dieser Größenordnung liegt, kann dieses Ziel nur bei wirkungsvoller Absenkung des Rollgeräusches erreicht werden.

Für Forschung und Entwicklung sind außer dem Summenpegel nach genormten Testverfahren vor allem die Lautstärken der einzelnen Teilschallquellen bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen interessant. In der VDI-Richtlinie 2563 sind einige Methoden zur unmittelbaren und mittelbaren Bestimmung der Geräuschanteile von Straßenfahrzeugen angegeben. Die unmittelbare Bestimmung kann durch Ausschaltung aller übrigen Schallquellen oder, bei großen Pegeldifferenzen, durch Nahfeldmessungen erfolgen. Bei der mittelbaren Bestimmung wird die untersuchte Schallquelle ausgeschaltet (Stillegung, Abdeckung) und aus der gemessenen Pegeldifferenz die Einzellautstärke errechnet. Es genügt oft, die Geräuschanteile bei einem Betriebszustand zu bestimmen. Mit der Kenntnis der Abhängigkeit von der zutreffenden Geschwindigkeitsgröße (z. B. Tafel 1) und anderer Randbedingungen, beim Motor z. B. die Lastabhängigkeit, kann der Summenpegel eines Fahrzeuges ohne weitere Versuche für andere Betriebszustände errechnet werden.

4 Lärmminderungsmaßnahmen

Die Lärmminderung der einzelnen Geräuschkomponenten muß optimal aufeinander abgestimmt sein. Der logarithmische Maßstab bewirkt einen dominierenden Einfluß der lautesten Geräuschkomponente auf den Gesamtschallpegel. Deshalb sind Maßnahmen gegen die lauteste Geräuschquelle am wirkungsvollsten. Es wird sich aber zur Einhaltung zukünftiger Geräuschgrenzwerte die Notwendigkeit ergeben, auch nicht dominante Komponenten, deren Bekämpfung ohne größere technische Schwierigkeiten möglich ist (z. B. Auspuff- und Ansauggeräusch), soweit zu reduzieren, daß sie mindestens 10 dB unter dem geforderten Grenzwert liegen und damit einen zu vernachlässigenden Einfluß auf das Gesamtgeräusch haben.

Das Folgende beschränkt sich auf die Reduzierung des Motoroberflächengeräusches, da hier die größten technischen Schwierigkeiten liegen und mögliche Maßnahmen gegen die anderen Geräuschkomponenten schon genannt wurden.

41 Verminderung der Anregungskräfte

Bei allen Lärmschutzmaßnahmen muß zuerst geprüft werden, ob eine Bekämpfung am Ursprungsort, d. h. Reduktion der Anregungspegel im akustisch wirksamen Frequenzbereich, möglich ist (s. auch 21).

411 Verbrennungsanregung

Die Pegelhöhe der Verbrennungsanregung wird vor allem durch die Motorauslegungsparameter, Drehzahl und Bohrung (s. 24) und die Wahl des Brennverfahrens bestimmt (Bild 4). Die geforderte Leistung durch hohe Drehzahl und große Bohrung zu realisieren, ist akustisch ungünstig. Da die Zylinderanzahl nur einen geringen geräuscherhöhenden Einfluß hat und die Aufladung bei mittleren Drehzahlen sogar eine akustische Verbesserung darstellt, kann als bessere Lösung das notwendige Hubvolumen auf mehr Zylinder aufgeteilt und der Motor möglichst hoch aufgeladen werden.

Das für Dieselmotoren typische harte Verbrennungsgeräusch wird zum größten Teil durch den im Vergleich zum Ottomotor sehr steilen Druckanstieg bei Zündbeginn erzeugt. Bei Kammermotoren kann er wegen der höher liegenden Rauchgrenze durch einen späten Förderbeginn gemildert werden.

Eine Verbesserung bei Direkteinspritzern bietet die Voreinspritzung, bei der durch eine voreingespritzte Kraftstoffmenge die Ver-

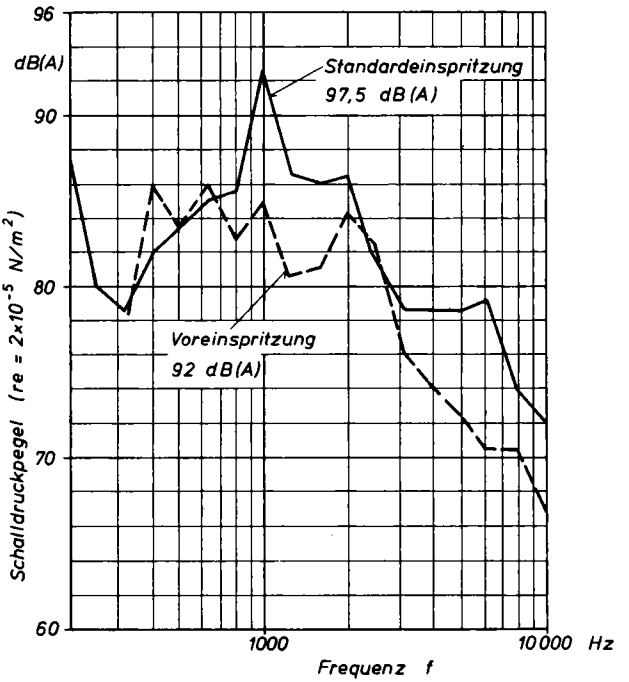
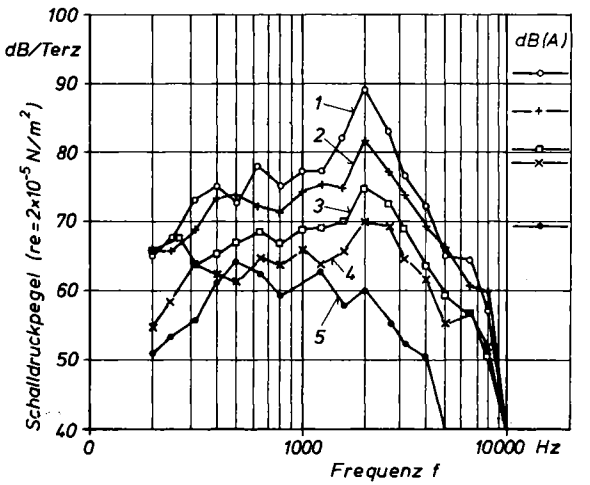


Bild 17. Geräuschvergleich eines Dieselmotors mit Standard- und Voreinspritzung (Meßentfernung 1 m, n = 3000 l/min) [48]

brennung eingeleitet und ein sanfter Druckanstieg erreicht wird. Bild 17 zeigt die Versuchsergebnisse mit einer optimierten Voreinspritzung. Konventionelle Einspritzanlagen eignen sich aber nicht für eine Serienlösung, da durch die Federwirkung der Einspritzleitungen die notwendigen Toleranzen sehr eng sind. Eine zusätzliche zweite Einspritzanlage für die geringe Voreinspritzmenge von etwa 10% der Gesamtmenge oder Pumpendüsen für jede Zylindereinheit sind mögliche Serienlösungen.

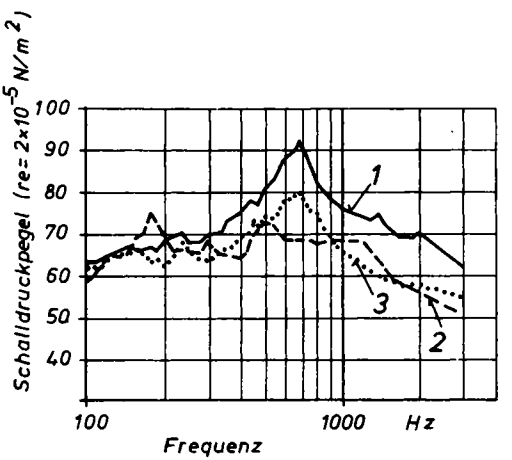
412 Mechanische Anregung

Die Motorstruktur wird von einer Vielzahl von periodischen Vorgängen mechnisch angeregt (212), deren Einfluß auf das Motorengeräusch nur schwer meßtechnisch zu trennen ist. Bild 18 zeigt z. B. den Anteil der Einspritzanlage und des Ventiltriebes am Gesamtgeräusch eines 2-l-Dieselmotors bei niedrigem Leerlauf. Das charak-



1) Leerlauf n = 800 l/min
2) Schleppbetrieb mit Kraftstoffeinspritzung
3) Schleppbetrieb ohne Kraftstoffeinspritzung, Steuerungsantrieb durch Zahnräder
4) Schleppbetrieb ohne Kraftstoffeinspritzung, Steuerungsantrieb durch Kette
5) Schleppbetrieb ohne Einspritzpumpe und Ventilstößel

Bild 18. Einfluß der Einspritzanlage und des Ventiltriebes auf das Leerlaufgeräusch eines 2 ltr.-Dieselmotors [17]



1) mit langem Druckbolzen
2) ohne Druckbolzen
3) mit geteiltem Druckbolzen

Bild 19. Geräusche von Einspritzventilen unterschiedlicher Konstruktion [17]

teristische Geräusch der Einspritzventile kann konstruktiv beeinflußt werden (Bild 19).

Anregungen durch Massenkräfte können durch dynamisches Auswuchten und Gegengewichte (1. Ordnung) oder Massenausgleichgetriebe (höhere Ordnung) ausgeglichen werden.

Die wichtigsten Maßnahmen gegen die Anregung durch Zahnräder sind Schrägverzahnung, Profilkorrektur und vergrößerte Zahnbreiten. Kettenantriebe sind akustisch besser als Zahnradgetriebe, noch besser sind Zahnriementriebe.

Der Ventiltrieb kann durch ruckfreie Nocken bei möglichst kleinen Beschleunigungen, Anlauframpen mit kleiner Aufsetzgeschwindigkeit oder durch hydraulische Stößel verbessert werden.

Die Stoßanregung durch das Kolbenkippen wird durch die Kolbenmasse und das Kolbenspiel bestimmt. Kleinstmögliche Kolbenspiele, u. U. in Verbindung mit Regelkolben, sind anzustreben.

Auch alle anderen Stoßanregungen sollten grundsätzlich durch möglichst kleine Spiele und Massen in Grenzen gehalten werden. Über den heute üblichen technischen Standard hinaus gehende Verbesserungen sind aber nur noch in bescheidenem Umfang möglich.

Eine grundlegende Geräuschabsenkung bei hochdrehenden Motoren wäre möglich, wenn die dominierende Anregung durch die dynamischen Druckschwankungen im Schmierölfilm der Hauptlager reduziert werden könnte. Dazu müßte durch geeignete Maßnahmen das Frequenzspektrum der Lagerspiel-Änderungsgeschwindigkeit im mittel- und hochfrequenten Bereich abgebaut werden (Bild 7 u. 8).

42 Verminderung des Körperschalls von kraftführenden Motorstrukturen

Der Körperschall von kraftführenden Motorbauteilen kann bei gegebener Anregung durch folgende Methoden verringert werden:

Impedanzvergrößerung durch steifere und schwerere Konstruktion,
Verschiebung der Eigenfrequenzen in höhere Frequenzbereiche mit kleineren Anregungsamplituden durch biegesteifere Konstruktion,
Vergrößerung der Dämpfung im Körperschallweg zwischen Anregungsort und schallabstrahlender Oberfläche,
Verkleinerung der schallabstrahlenden Oberfläche.

Die zur Vergrößerung der Impedanz und gleichzeitiger Verschiebung der Eigenfrequenzen notwendige Versteifung und erhöhte Massenbelegung muß wegen der engen Besetzung des Eigenfrequenzspektrums (Bild 10) weit über den durch Festigkeitsbedingungen definierten Rahmen hinausgehen. Versuche mit einem Motor, dessen Gußteile bei gleichem Gewicht wie beim Vergleichsmotor aus einer Magnesium-

legierung bestanden, ergaben eine Geräuschabsenkung von 10 dB(A) [31].

Pegelbestimmende Grundbiegeschwingungen (Bild 12) können durch Versteifungsplatten am Ölwannenflansch und stirnseitige Versteifungen beim V-Motor bekämpft werden. Bei dominierenden Wandschwingungen können durch zusätzliche Rippen Verbesserungen erzielt werden.

Eine wirksame Vergrößerung der Dämpfung ist kaum zu realisieren, da der vollständig montierte Motor schon sehr gute Dämpfungseigenschaften hat (Bild 14).

Eine wirksame Geräuschminderungsmethode ist die Verkleinerung der schallabstrahlenden Oberfläche kraftführender Bauteile zugunsten geschwindigkeitserregter Oberflächenbereiche, da diese mit einfacheren Methoden im Geräusch abgesenkt werden können. Ein Versuchsmotor mit einem skelettartigen steifen Rahmen und einer einteiligen Hauptlagerbrücke, dessen Oberfläche durch körperschallisolierte Deckel geschlossen wurde, hatte einen um etwa 10 dB(A) verringerten Schallpegel [34].

43 Verminderung des Luftschalles von geschwindigkeitserregten Motorbauteilen

Die zur Steifigkeit nur unwesentlich beitragenden Motorbauteile, wie z. B. Ölwanne, Ventildeckel und Steuerungsdeckel werden durch den Körperschall der kraftführenden Motorstruktur über die Befestigung angeregt. Die Lautstärke dieser Bauteile kann durch folgende Methoden verringert werden:

Geringere Körperschallanregung durch Verlegung der Befestigung in Bereiche höherer Steifigkeit, konstruktive Beeinflussung des Abstrahlmaßes, Körperschalldämpfung und -dämmung.

Die für kraftführende Bauteile günstige biegesteife und schwere Ausführung hat den zusätzlichen Effekt, daß die Körperschallanregung aller Anbauteile kleiner ist. Detailverbesserungen sind oft ohne großen Aufwand möglich (Bild 20).

Eine günstige Beeinflussung des Abstrahlmaßes, d. h. Erhöhung der Grenzfrequenz, ist nur beim Übergang auf dünnwandige, möglichst biegeweiche Abdeckungen möglich (Bild 21).

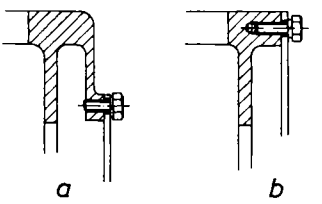


Bild 20. Deckelbefestigung [34]
a) akustisch ungünstig
b) akustisch besser

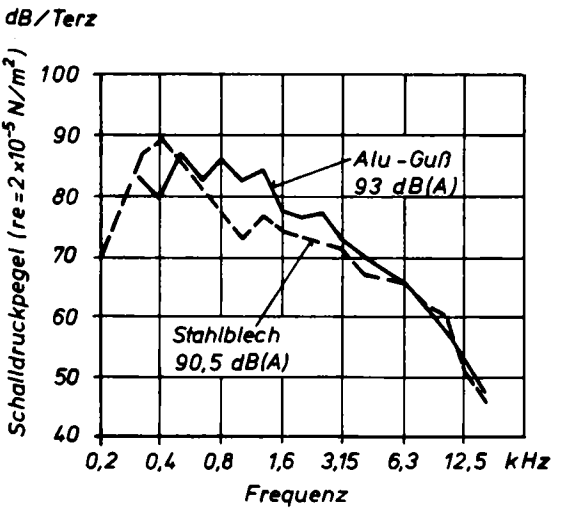


Bild 21. Bauteillautstärke einer Ölwanne bei unterschiedlicher Ausführung

431 Körperschalldämpfung

Der Körperschall kann durch Vergrößerung des Verlustfaktors η verringert werden. Für Stahl liegt η bei 10^{-4}, für Grauguß bei $2 \cdot 10^{-3}$, für Aluminium bei $7 \cdot 10^{-5}$. Bei geschraubten oder genieteten dünnwandigen Stahlblechkonstruktionen vergrößert sich η durch die Reibungsdämpfung auf etwa 10^{-2}. Mit viskoelastischen Belägen ergibt sich für Platten der resultierende Verlustfaktor zu:

$$\eta_B = \eta_2 \frac{1}{1 + \frac{1}{3 \frac{E_2}{E_1} \frac{h_2}{h_1} \left(1 + \frac{h_2}{h_1}\right)^2}}$$

mit E = Elastizitäts-Modul, h = Dicke, Index 1 = Grundmaterial, Index 2 = Belag. Die Analyse (Bild 22) zeigt, daß der Belag möglichst dick ($h_2/h_1 \geqq 2$) und der Elastizitäts-Modul E_2 möglichst groß sein muß. Weiche Beläge sind zur Körperschalldämpfung ungeeignet. Wegen der notwendigen Belagdicke eignet sich diese Methode nur für dünnwandige Bauteile.

Bei eingezwängten Dämpfungsbelägen (z. B. Sandwich-Blech) hat der E-Modul der Dämpfungsschicht keinen, die Schichtstärke nur einen geringen Einfluß auf den resultierenden Verlustfaktor. Daher sind dünne Zwischenschichten aus weich elastischen Kunststoffen mit

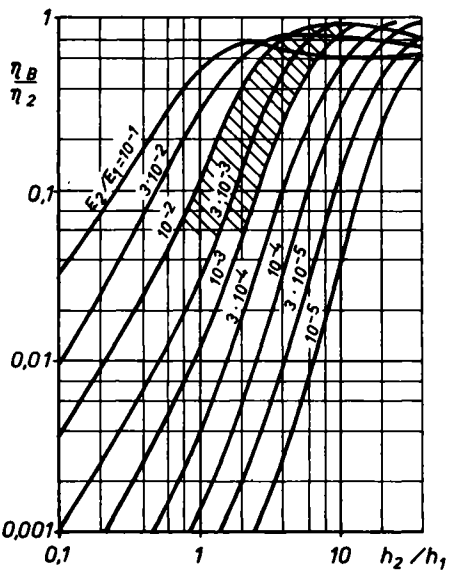


Bild 22. Verlustfaktor von Platten mit einfachen viskoelastischen Belägen in Abhängigkeit von h_2/h_1 und E_2/E_1 [47]

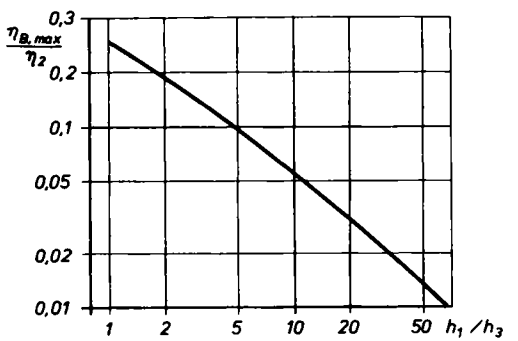


Bild 23. Verlustfaktor als Funktion des Sandwichverhältnisses h_1/h_3 [47] η_2/h_2 Verlustfaktor bzw. Dicke der Zwischenschicht

hohem Verlustfaktor angebracht. Bild 23 zeigt die Abhängigkeit des max. Verlustfaktors vom Sandwichverhältnis (h_3 = Dicke der Deckschicht). Zu beachten ist, daß im Gegensatz zu einfachen Belägen, bei denen die Frequenzabhängigkeit nur durch η_2 gegeben ist, bei ein-

gezwängten Belägen der Frequenzbereich größerer Dämpfung durch die Geometrie und die E-Moduln der Deckschichten beeinflußt wird.

Wenn aus Temperatur- oder Fertigungsgründen Sandwichbleche nicht verwendet werden können, genügen manchmal möglichst dicht aneinanderliegende Doppelbleche (Reibungsdämpfung).

Oberhalb der Grenzfrequenz kann der Luftschall durch Steigerung des Verlustfaktors unbegrenzt vermindert werden. Unterhalb der Grenzfrequenz und bei Bauteilabmessungen, die größer als die Biegewellenlänge λ_B sind, wird sinnvollerweise der Verlustfaktor nur bis η_{opt} erhöht. Für Platten gilt:

$$\eta_{opt} = 0{,}11\,\lambda_B \frac{U}{A}$$

mit U = Umfang und A = Fläche der Platte. Bei weiterer Steigerung vermindern sich die Körperschallschwingungen, der Luftschall bleibt durch den akustischen Kurzschluß aber annähernd konstant.

432 Körperschalldämmung

Durch Zwischenschaltung von elastischen Elementen kann die Übertragung des Körperschalles wirkungsvoll behindert werden. Bei der Auslegung dieser Federelemente ist zu beachten, daß die klassische Theorie der Schwingungsisolation oft nicht ausreicht. Im akustisch interessanten Frequenzbereich sind die Bauteile nicht als starr anzusehen, bei den auftretenden Bauteil-Eigenfrequenzen haben die Federn keine Wirkung. Dämmeinbrüche durch Eigenresonanzen der Federn können durch Gummifedern mit hohem Verlustfaktor, bei Stahl-

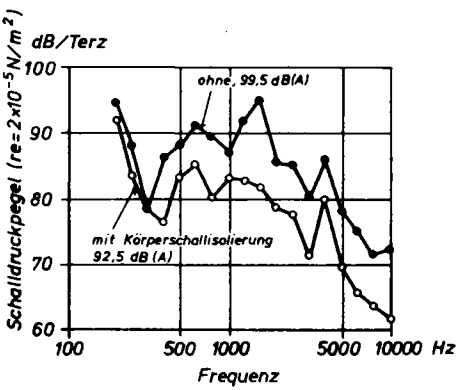


Bild 24. Bauteillautstärke eines Ansaugrohres ohne und mit Körperschallisolierung [41]

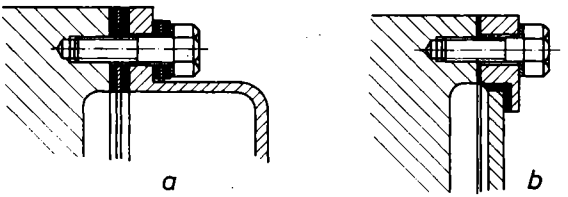


Bild 25. Körperschallisolierung von Deckeln [34]
a) mit Zwischenlage
b) Trennung der Funktion von Dichtung und Schwingungsisolation

federn durch parallelgeschaltete Reibungs- oder Flüssigkeitsdämpfer geglättet werden. Dämmeinbrüche bei elastischer Motorlagerung können durch Serienschaltung von tief- und hochabgestimmten Federn oder durch ein elastisch abgefedertes Zwischenfundament vermindert werden.

Bild 24 zeigt die Bauteilgeräuschminderung eines Ansaugrohres durch Körperschallisolierung, die durch silikonimprägnierte 3 mm dicke Korkdichtungen erfolgte. Körperschallbrücken über die Schrauben wurden durch Unterlagscheiben aus gleichem Material und durch Gummiringe auf den Schraubenschäften verhindert.

Die notwendige Elastizität der Körperschallisolation führt oft zu Abdichtungsschwierigkeiten. Die z. B. bei Steuerungs-, Ventildeckel und Ölwanne geforderte Öldichtheit kann durch Zwischenlagen (Bild 25a) oder durch Trennung der Funktion von Dichtung und Schwingungsisolation erreicht werden (Bild 25b).

44 Teilkapselung

Die möglichen Maßnahmen nach 42 und 43 können durch zusätzliche Teilkapselmaßnahmen wirksam ergänzt werden. Diese können fahrzeugseitig z. B. durch seitliche Schürzen im Radlauf oder durch Bodenabdeckungen unter dem Motor geschehen. Abdeckbauteile direkt am Motor haben den Vorteil, daß sie an vorhandenen Motoren für kraft- und geschwindigkeitserregte Bereiche eingesetzt werden können. Die Zusammenstellung eines effektiven „Schallpaketes" für einen Motoreinbau ist nur möglich, wenn die Lautstärken der einzelnen Motorbauteile oder -bereiche bekannt sind. Bild 26 zeigt für einen luftgekühlten 6-Zyl.-Reihenmotor die durch Abdeckversuche gefundene Bauteilgeräuschverteilung für einen seitlichen 1 m-Meßort. Durch eine das Ansaugrohr, Ventildeckel und Einspritzventile bedeckende Haube und eine körperschallisolierte Kühlluft-Führungshaube kann z. B. der Gesamtschallpegel an diesem Meßort um 3 dB(A)

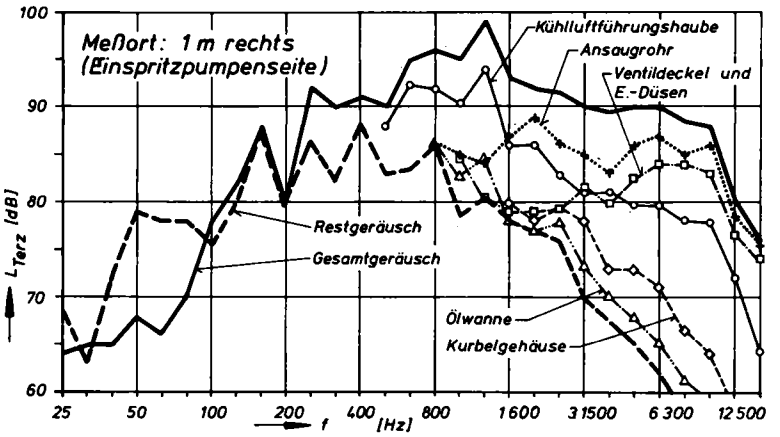


Bild 26. Frequenzanalyse der pegelbestimmenden Bauteillautstärken eines luftgekühlten 6-Zyl.-Reihenmotors (96KW/2800 min^{-1})

gesenkt werden. Besonders positiv wirkt sich die starke Reduzierung der subjektiv unangenehmen hohen Frequenzanteile aus.

Die Schallabstrahlung von Oberflächen kann durch Vorsatzschalen [36] bis zu 20 dB(A) reduziert werden. Vorsatzschalen sind dünne, biegeweiche Platten mit hoher Grenzfrequenz und damit geringem Abstrahlgrad, die in einem gewissen Abstand zur Oberfläche möglichst körperschallisoliert befestigt werden und am Rand schalldicht gegen die Oberfläche abschließen. Wenn der Abstand kleiner als die Halbwellenlänge des Luftschalles ist, gibt es keine Luftschallreflexionen zwischen Vorsatzschale und Oberfläche. In diesem Falle bringt es keinen zusätzlichen Vorteil, im Zwischenraum schallabsorbierendes Material anzuordnen. Bei 33 mm Abstand ist dies z. B. für alle Frequenzen unter 5 kHz gegeben.

Die Luft im Zwischenraum bildet mit der Vorsatzschale ein Feder-Masse-System, dessen Eigenfrequenz bei Abständen von 15 bis 50 mm und bei dünnem Stahlblech von 0,5 bis 1 mm bei 100 bis 300 Hz liegt. In diesem Frequenzbereich sind höhere Luftschallpegel möglich, die Auswirkungen auf den A-bewerteten Schallpegel sind zu vernachlässigen.

45 Vollkapselung

Eine Geräuschabsenkung von 10 dB(A) und mehr kann durch eine sorgfältig ausgeführte Vollkapselung erreicht werden. Die fahrzeug-

bzw. geräteseitige Vollkapselung wird heute schon mit gutem Erfolg bei Omnibussen und Baumaschinen angewendet.

Das Grundprinzip einer Vollkapselung ist die totale Abdeckung der Geräuschquelle durch eine in sich geschlossene Hülle mit ausreichender Dämmwirkung bei möglichst geringer Körperschall-Einleitung in die Kapselwände. Im allgemeinen hat dünnes Stahlblech von 1 mm Dicke ausreichende Dämmeigenschaften. Der Einsatz von meist teuren zusätzlichen Dämm- und Dämpfungsmaterialien ist nur dann gerechtfertigt, wenn keine ausreichende Körperschall-Isolierung möglich ist. Öffnungen in der Kapsel sollten möglichst vermieden werden. Funktionell notwendige Öffnungen für den Kühllufteintritt und -austritt sowie Durchbrüche für Leitungen usw. müssen mit Absorptionssystemen gedämpft werden. Für einen geraden schallabsorbierend ausgekleideten Kanal ergibt sich näherungsweise eine Schallpegelminderung von:

$$\Delta L = 1{,}1\,\varphi(\alpha)\,\frac{U \cdot L}{A}\,(\mathrm{dB})$$

mit L = Kanallänge, U = Querschnittsumfang, A = Querschnittsfläche, α = Absorptionskoeffizient der Auskleidung. Die Funktion $\varphi(\alpha)$ hat folgenden Verlauf:

α	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$\varphi(\alpha)$	0,1	0,2	0,35	0,5	0,65	0,9	1,2	1,6	2,0	4,0

Die Querabmessungen des Kanals sollten nicht größer als die doppelte Luftschallwellenlänge sein, da sonst auf Grund von Durchstrahlung das Dämpfungsvermögen verkleinert wird. Durch Umlenkungen, z. B. Z-Kanalform, wird die Anzahl der möglichen Reflexionen und damit die Schalldämpfung erheblich vergrößert.

Die Belüftung der Kapsel zur Vermeidung von Wärmestauungen ist von großer Bedeutung. Bei der heute meist üblichen Belüftung durch die Kühlabluft bei wasser- und luftgekühlten Motoren wird die Anwendung der fahrzeugseitigen Vollkapselung vor allem durch die relativ hohen Temperaturen im Motorraum begrenzt. Dabei ist besonders die zusätzliche Aufheizung nach Stillsetzung des vorher vollbelasteten Motors zu beachten. Die Funktionsgrenze der im Motorraum befindlichen Ausrüstung wie z. B. Elektrik, Heizschläuche usw. wird meist eher erreicht als die thermische Belastungsgrenze des Motors, die bei Vermeidung von Wärmekurzschlüssen zwischen Zu- und Abluft besonders beim luftgekühlten Motor kaum angehoben wird.

Diese Nachteile können mit einer motorseitigen Vollkapselung vermieden werden. Im Rahmen eines Forschungsauftrages der FVV[1])

1) FVV = Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen.

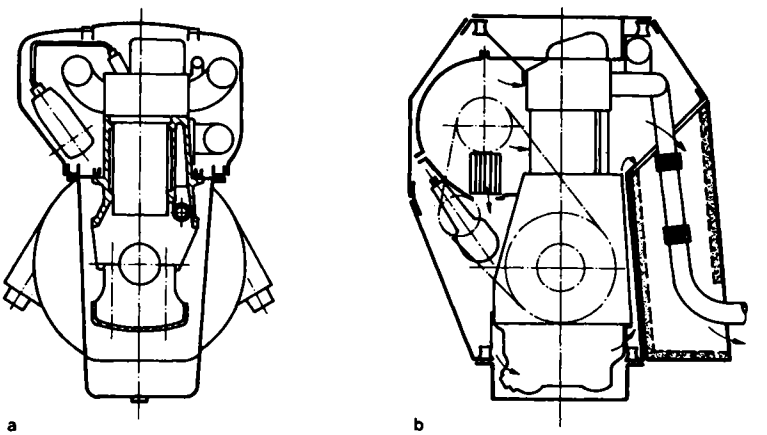


Bild 27. Motorseitige Vollkapselung [46]
a) wassergekühleter Motor
b) luftgekühlter Motor

wurden von der AVL[1]) in Graz Vollkapseln für einen wasser- und einen luftgekühlten Motor entwickelt, bei denen alle optimalen Kapseltechniken kompromißlos angewendet wurden.

Die Kapsel des wassergekühlten Mustermotors (Bild 27a) ist in einen vom Öl benetzten unteren und in einen oben liegenden trockenen Bereich unterteilt. Der nasse Kapselteil umschließt den skelettartigen in Kurbelwellenmitte geteilten Triebwerksträger, dessen unterer Teil als durchgehende Lagerbügelbrücke ausgebildet ist. Die Abdichtung zum trockenen Kapselbereich, in dem sich alle Hilfsmaschinen, Wartungsstellen und Kapseldurchbrüche befinden, geschieht durch eine flexible Gummimanschette. Die gesamte Kapsel ist an wenigen Stellen mit elastischen Elementen körperschallisoliert am Motor befestigt. Alle aus der Kapsel herausführenden Leitungen, z. B. Ansaug- und Auspuffrohr, sind innerhalb der Kapsel ebenfalls körperschallisoliert mit dem Motor verbunden. Der trockene Kapselbereich wird mit einem Zusatzgebläse zwangsbelüftet, die Zu- und Abluftöffnungen sind mit Absorptionskanälen ausgerüstet.

Bei der nach den gleichen Prinzipien gebauten Kapsel des luftgekühlten Mustermotors (Bild 27b) wurde aus konstruktiven Gründen auf eine Unterteilung in einen nassen und trockenen Bereich verzichtet, d. h. der Grundmotor ist größtenteils ein konventioneller Motor.

1) AVL = Anstalt für Verbrennungsmotoren Dr. Dr. h. c. Hans List.

Die Kapselbelüftung erfolgt bei diesem Motor durch die Ölkühlerabluft. Bei Verlegung des Ölkühlers in den Motorabluftbereich kann die Belüftung auch durch einen Teilstrom des vorhandenen Kühlgebläses erfolgen. Die Zu- und Abluft-Absorptionskanäle sind wegen der integrierten Motorkühlung voluminöser als beim wassergekühlten Motor, dafür ist das unter 112 angesprochene Problem des Gebläsegeräusches mit gelöst.

Die Geräuschabsenkung gegenüber den Basismotoren waren bei beiden Mustermotoren etwa gleich groß und betrugen im Mittel 18 dB(A). Subjektiv besonders angenehm wird nicht nur die Abnahme des Gesamtpegels empfunden, sondern auch die Verschiebung des pegelbestimmenden Frequenzbereiches zu tieferen Frequenzen und die geringere Impulshaltigkeit des Motorgeräusches.

Literatur

[1] Frietzsche, G., Geräuschmessungen an Kraftfahrzeugen unter verschiedenen Betriebszuständen. Kampf dem Lärm 4 (1971).
[2] Vargovick, R. J., Noise Source Definition – Exterior Passenger Vehicle Noise. SAE-Paper Nr. 720274.
[3] Waters, P. E., Priede, T., Origins of Diesel Truck Noise and Its Control. SAE-Paper Nr. 720636.
[4] Raff, J. A., Perry, R. D. H., A Review of Vehicle Noise Studies carried out at the Institute of Sound and Vibration Research with a Reference to some recent Research on Petrol Engine Noise. Journal of Sound and Vibration Volume 28 (1973), S. 433–470.
[5] Thompson, J. W., An Engineering Approach to Diesel Truck Noise Reduction. SAE-Paper Nr. 730713.
[6] Staadt, R. L., Truck Noise Control. SAE-Paper Nr. 740 001.
[7] Tang Wu, Control of Diesel Engine Exhaust Noise. SAE-Paper Nr. 700 701.
[8] Blair, G. P., Coates, S. W., Noise Produced by Unsteady Exhaust Efflux from an Internal Combustion Engine. SAE-Paper Nr. 730 160.
[9] Byrne, V. P., Hart, J. E., Systems Approach for the Control of Intake and Exhaust Noise. SAE-Paper Nr. 730 429.
[10] Zoeppritz, H. P., Möglichkeiten und Grenzen der Verminderung des Reifen-Ablaufgeräusches. ATZ 74 (1972), S. 13–16.
[11] Ullrich, S., Das Rollgeräusch von Personenwagen aus Freifelduntersuchungen im Vergleich zu solchen am Lauftrommelprüfstand. ATZ 76 (1974), S. 254–258.
[12] Pitts, Le R. S., Bevel and Hypoid Gear Noise Reduction. SAE-Paper Nr. 720 734.
[13] Dulap, T. A., Halvorsen, W. G., Transmission Noise Reduction. SAE-Paper Nr. 720 735.
[14] Stankiewicz, A., Kurz, K., Möglichkeiten der Karosserieentdröhnung. ATZ 76 (1974), S. 188–195.

[15] Lalor, N., Origins of reciprocating engine noise – its characteristics, prediction and control. SEE-Noise Control Symposium 1971.
[16] Priede, T., Grover, E. C., Basic Principles of Automotive Diesel Engine Noise. SAE Automotive Engineering Congress, 1972.
[17] Scott, W. M., Noise of Small Indirect Injection Diesel Engines. SAE-Paper Nr. 730 242.
[18] Huber, E. W., Wodiczka, E., Bestimmung des Verbrennungsgeräusches von Dieselmotoren mit verschiedenen Verbrennungsverfahren. MTZ 33 (1972), S. 351–356.
[19] Anderton, D., Baker, J., Influence of Operating Cycle on Noise of Diesel Engines. SAE-Paper Nr. 730 241.
[20] Raff, J. A., Grover, E. C., A Primary Noise Generation Mechanism in Petrol Engines. Instn. Mechn. Engrs., Conference Publication 19 (1973), S. 60–72.
[21] CIMAC-Arbeitsgruppe, „Geräusch", Statistische Erhebung über Dieselmotorengeräusche. MTZ 31 (1970), S. 153–156.
[22] Cordier, O., Reyl, G., The Noise Problem on Air Cooled Diesel Engines – Measures towards Its Reduction with General Observations and Specific Results. SAE-Paper Nr. 680 405.
[23] Thien, G., Nowotny, B., Untersuchungen über den Einfluß von Körperschallvorgängen auf das Geräusch von Dieselmotoren. MTZ 32 (1971), S. 185–193.
[24] Thien, G., Methods and Problems in Noise Reduction on High Speed Diesel Engines. SAE-Paper Nr. 680 407.
[25] Schneider, A. J., Instruments for Analyzing and Evaluating Automotive Noise. SAE-Paper Nr. 740 108.
[26] Piercy, J. E., Embleton, T. F. W., Effect of Ground on Near – Horizontal Sound Propagation. SAE-Paper Nr. 740 211.
[27] Lane, D. W., Detection and Correction for Measurment Error. SAE-Paper Nr. 650 820.
[28] Frietzsche, G., Geräuschkontroll-Meßmethode für Kraftfahrzeuge. ATZ 76 (1974), S. 175–182.
[29] Vandendriessche, G., Verfahren zur Analyse und Reduzierung des Lärmpegels von Lastkraftwagen. ATZ 76 (1974), S. 182–187.
[30] Bryan, R. E., Amerikas Weg zum leisen Lastwagen. Automobil-Revue 6 (1974).
[31] Grover, E. C., Lalor, N., A Review of Low Noise Diesel Engine Design at I. S. V. R. Jornal of Sound and Vibration Volume 28, (1973), S. 403–431.
[32] Tiede, D. D., Kabele, D. F., Diesel Engine Noise Reduction by Combustion and Structural Modifications. SAE-Paper Nr. 730 245.
[33] Hanaoka, M., Fukumura, S., A Study of Valve Train Noise and a Method of Cam Design to Reduce the Noises. SAE-Paper Nr. 730 247.
[34] Jenkins, S. H., Lalor, N., Grover, E. C., Design Aspects of Low-Noise Diesel Engines. SAE-Paper Nr. 730 246.
[35] Thien, G., Fachbach, H., Geräuschverminderung durch Änderung äußerer Bauteile und schalldämmendes Verkleiden. MTZ 32 (1971), S. 145–152.
[36] Thien, G. E., Möglichkeiten zur Senkung des Geräuschpegels von Dieselmotoren. ATZ 74 (1972), S. 261–269.

[37] Russell, M. F., Reduction of Noise Emissions from Diesel Engine Surfaces. SAE-Paper Nr. 720 135.
[38] Law, R. M., Diesel Engine and Highway Truck Noise Reduction. SAE-Paper Nr. 730 240.
[39] Thien, G. E., The Use of Specially Designed Covers and Shields to Reduce Diesel Engine Noise. SAE-Paper Nr. 730 244.
[40] Ganesan, N., Composites for Noise Control. SAE-Paper Nr. 730 339.
[41] Jenkins, S. H., Kuehner, H. K., Diesel Engine Noise Reduction Hardware for Vehicle Noise Control. SAE-Paper Nr. 730 681.
[42] Averill, D., Patterson, W. N., The Design of a Cost-Effective Quiet Diesel Truck. SAE-Paper Nr. 730 714.
[43] Krämer, W., Herabsetzung des Außengeräusches eines Omnibusses durch karosserieseitige Kapselung des Motors. ATZ 74 (1972), S. 311–315.
[44] Waters, P. E., Der von Nutzfahrzeugen ausgestrahlte Lärm. ATZ 74 (1972), S. 476.
[45] Thien, G. E., Fachbach, H., Geräuscharme Dieselmotoren in neuartiger Bauweise. MTZ 35 (1974), S. 237–246.
[46] Thien, G., Fachbach, H., Zukunftskonstruktion geräuscharmer Dieselmotoren. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen E. V., Heft R 261 (1974).
[47] Föller, D., Geräuscharme Maschinenteile. Forschungskuratorium Maschinenbau E. V., Heft 26 (1974).
[48] Peek, R. D., Ricardo High-Speed Engine Pump Injector Tests. Ricardo-Zwischenbericht (1972).
[49] Autorenkollektiv, Leitung W. Schirmer, Lärmbekämpfung. Berlin 1974.

7 Versuchs- und Meßtechnik

Horst Klingenberg

1 Abgasmeßtechnik
11 Ottomotoren
111 Abgasprüfeinrichtungen
111.1 Übersicht
111.2 Fahrkurven
111.3 Fahrer
111.4 Rollenprüfstand
111.5 Sammeln der Abgase zur integralen Messung
111.6 Kontinuierliche Messung der Massenemissionen
111.7 Nichtdispersive Infrarotmeßgeräte
111.8 Flammenionisationsdetektor (FID)
111.9 Chemilumineszendetektor (CLD)
111.10 Prüfgase
111.11 Gesamtanlagen
112 Fehleranalyse
113 Typprüfung
113.1 Verfahren
113.2 Kritische Bemerkungen
114 Serienprüfung
115 Feldüberwachung/Rückrufaktion
116 Prüfung der Emissionen von CO im Leerlauf
117 Prüfung der Gasemissionen aus dem Kurbelgehäuse
118 Kraftstoff-Verdampfungsverluste
12 Ottomotoren — Schwere Kraftfahrzeuge
13 Dieselmotoren
131 Übersicht
132 Fahrzyklen
133 Verfahren zur Absorptionsmessung
2 Methoden der Fahrzeugsicherheit
21 Unfallmildernde, unfallvorbeugende Sicherheit
22 Prüfungen zur unfallmildernden Sicherheit
221 Statische Karosserieprüfungen
221.1 Energieaufnahme der Frontstruktur
221.2 Seitentürfestigkeit
221.3 Dachfestigkeit
221.4 Zugvorrichtung
222 Simulation von Fahrzeugaufprall und Insassenbewegung
222.1 Aufprallanlage
222.2 Horizontalschlitten
222.3 Versuchspuppen, Kopfmodell, Torso
223 Meßaufnehmer, Meßanlagen
223.1 Hochfrequente Filmkameras
223.2 Beschleunigungs- und Kraftaufnehmer
224 Meßdatenerfassung und -Verarbeitung
23 Prüfungen zur unfallvorbeugenden Sicherheit
231 Kreisfahrt
232 Instationäres Gierverhalten
233 Bremsen in der Kurve
234 Ferngesteuerter PKW
235 Fahrzeug-Simulatoren
3 Akustische Verfahren
31 Geräuschentstehung, Luftschall, Körperschall
32 Außengeräuschmessung
321 Fahrtmessungen
322 Nahfeldmessungen
33 Innengeräuschmessung
34 Messung der Luftschallabstrahlung des Motors
35 Messung der Motorschwingungen
36 Geräusch- und Schwingungsanalyse
361 Geräuschpegel über Drehzahl
362 Ordnungsanalyse
363 Schwingungsformanalyse
37 Impedanz und mechanisch-akustische Übertragungsfunktion
38 Messungen an Dämmungs- und Dämpfungsmaterial
381 Luftschallisolation
382 Weitere akustische Materialeigenschaften
4 Holografische Meßverfahren
41 Prinzip
42 Hologrammkamera
43 Berechnung der Objektversetzung
44 Anwendungen in Schwingungstechnik und Akustik
441 Prinzip der Doppelbelichtung
442 Anwendungsbeispiele
45 Verformungsmessungen
46 Materialprüfung
47 Formtreueprüfung
48 Tropfenanalyse

© Copyright by Technischer Verlag Herbert Cram · Berlin 1978
Bussien, Automobiltechnisches Handbuch
Ergänzungsband zur 18. Auflage

5	Isotopenverfahren	522	Ölverschäumung
51	Überblick	523	Reifenverschleiß
52	Anwendung umschlossener Strahler	53	Anwendung offener Strahler
521	Partikelmessungen im Abgas	531	Ölverbrauchsmessungen
		532	Verschleißmessungen

Die Versuchs- und Meßtechnik wurde in den letzten Jahren hauptsächlich durch die Entwicklung auf den Gebieten: Abgasemissionen, Fahrzeugsicherheit und Akustik beeinflußt. Außerdem sind neue Verfahren wie Holografie und Isotopentechnik hinzugekommen. Die Ausarbeitung stützt sich auf Erfahrungen sowie auf die angegebene Literatur und berücksichtigt die neueren Entwicklungen seit dem Erscheinen der 18. Auflage des Automobiltechnischen Handbuches.

Sie ist durch die Hilfe von Mitarbeitern und Kollegen zustande gekommen. Zu nennen sind hier Dr. rer. nat. Armin Felske für holografische Meßverfahren; Dr. Ing. Ulrich Seiffert für Methoden der Fahrzeugsicherheit; Dr. rer. nat. Bernd Staudinger für Isotopenverfahren; Ing. (grad.) Rüdiger Will generell und für Abgasmeßtechnik; Ing. (grad.) Jürgen Winckler für Abgasmeßtechnik.

Abgasmeßtechnik

Die Abgasmeßtechnik hat sich zu einem komplizierten Sachgebiet entwickelt, seit in Kalifornien 1967 (später in ganz USA) Abgasvorschriften für Kohlenwasserstoffe (HC) sowie Kohlenmonoxid (CO) und 1971 für Stickoxide (NO_x) erlassen wurden [1]. Die entsprechenden versuchs- und meßtechnischen Vorschriften wurden bis 1975 mehrmals geändert.

In Europa wurden ähnliche Vorschriften für HC und CO 1971 eingeführt [2], geplant ist die Einführung für NO_x.

Die Grenzwerte für USA und Europa sind in Abschnitt 141 (Abgasentgiftung) angegeben.

Methoden der Fahrzeug-Sicherheit

Die Methoden der Fahrzeug-Sicherheit haben sich in den letzten Jahren stark weiterentwickelt. Der Gesetzgeber hat mit zunehmender Verkehrsdichte und der damit zunehmenden Zahl der Unfälle Gesetze geschaffen, die den Bau der Fahrzeuge stark beeinflußten. Obwohl die Gesetzgebung auf diesem Gebiet schon um 1900 tätig wurde, entstanden hauptsächlich in den Jahren 1966 bis 1975 die Mehrzahl der Gesetze; so ab 1966 in den USA [3] und ab 1969 in Europa [4, 5, 6].

Akustische Verfahren

Innerhalb der letzten 25 Jahre wurde das Außengeräusch durch mehrmalige Herabsetzung der Grenzwerte wesentlich reduziert [7], wobei zum Teil auch Änderungen der Meßverfahren eine Rolle spielten.

Nunmehr sind die leicht zu realisierenden technischen Möglichkeiten erschöpft. Eine weitere Geräuschverminderung verlangt intensive Forschungs- und Entwicklungsarbeit unter Einsatz moderner Meßeinrichtungen.

Die Arbeiten zur Verminderung der Innengeräusche sind vor allem durch die Forderungen der Kunden nach mehr Komfort und damit durch den Wettbewerb bestimmt. Hier müssen annehmbare Innengeräusche mit minimalem Produktionskostenaufwand erreicht werden.

Holografische Meßverfahren

Die holografische Interferometrie hat als ein neues Verfahren zum Studium von Verformungs- und Schwingungsverteilungen an Objekten in den letzten Jahren auch für die Automobilentwicklung Bedeutung gewonnen [8].

Isotopenverfahren

Für Isotopenverfahren gibt es in der Automobilentwicklung zahlreiche Anwendungsmöglichkeiten [9, 10, 11, 12]. Dabei sind allerdings eine Reihe von gesetzlich vorgeschriebenen Strahlenschutzbestimmungen zu erfüllen [13].

1 Abgasmeßtechnik

11 Ottomotoren

Für Kraftfahrzeuge mit Ottomotoren gibt es bezüglich der Begrenzung von Abgaskomponenten generell vier unterschiedliche Prüfungen, die in den einzelnen Ländern verschieden angewendet werden:

a) Prüfung der Massenemissionen der Gaskomponenten Kohlenwasserstoffe (HC), Kohlenmonoxid (CO) und Stickoxid (NO_x). Dabei wird die durchschnittliche Stadtfahrt auf einem Fahrleistungsprüfstand (Rollenprüfstand) simuliert. Die Prüfung beginnt im allgemeinen mit einem Kaltstart,
b) Prüfung der gesetzlich begrenzten bzw. vom Hersteller vorgegebenen Emissionen von Kohlenmonoxid im Leerlauf oder bei konstantem Betrieb des Motors,
c) Prüfung der Gasemissionen aus dem Kurbelgehäuse,
d) Prüfung der Kraftstoffverdampfungsverluste des Fahrzeugs.

Zusätzlich wird in einigen Ländern die Messung des Kraftstoffverbrauchs durchgeführt; sowohl bei Simulation einer durchschnittlichen Stadtfahrt nach Kaltstart als auch bei Simulation einer durchschnittlichen Autobahnfahrt nach Warmstart, beides auf einem Fahrleistungsprüfstand. Der Kraftstoffverbrauch wird auch aus den Emissionen von CO_2, CO und HC berechnet.

Diese Prüfungen sind entweder Typprüfungen (Neuzulassung eines Fahrzeugtyps, repräsentiert durch einzelne Fahrzeuge) und/oder Serienprüfungen (Qualitätskontrolle der Fahrzeuge nach der Endmontage, repräsentiert durch eine statistisch bestimmte Anzahl).

Darüberhinaus wird auch eine Prüfung der Fahrzeuge im Felde (repräsentative Anzahl in Kundenhand) diskutiert.

Außerdem gibt es Funktionsprüfungen einzelner Bauteile, die die Emissionen direkt beeinflussen (z. B. Zündverteiler – NO_x).

111 Abgasprüfeinrichtungen

111.1 Übersicht

Die Messung der Abgaskomponenten sowie die Auswertung und die Beurteilung der Ergebnisse erfolgt nach gesetzlichen Vorschriften. Die Meßverfahren stellen das Zusammenwirken verschiedener Techniken dar (Bild 1).

Im einzelnen handelt es sich um

die Technik der Straßenfahrtsimulation mit:

Fahrkurve,
Fahrer,
Rollenprüfstand einschließlich Schwungmassen und Bremslasteinstellung (mit Reifendruckkontrolle);

die Technik der Sammlung der Abgase mit:

Volumenbestimmung (für Europa-Verfahren),
Verdünnungsanlage (für US-Verfahren und Japan),
Sammelbeutel und Sondensystem;

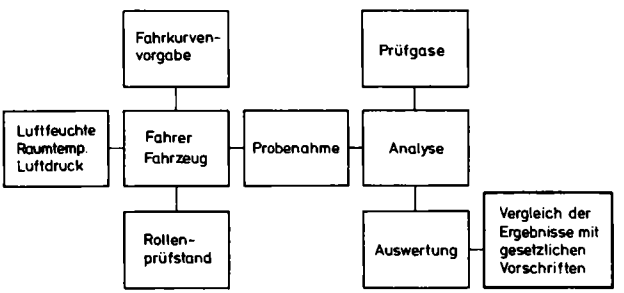


Bild 1. Schema einer Abgasprüfung

die Technik der Analyse der Abgaskomponenten mit:

HC-Messung,
CO-Messung,
NO_x-Messung,
CO_2-Messung,
Prüfgaskalibrierung;

die Technik der Messung von Umweltparametern:

Luftfeuchte, Raumtemperatur, Luftdruck;

die Technik zur Auswertung der Analysenergebnisse:

nach gesetzlichen Bestimmungen.

111.2 Fahrkurven

Zur Simulation der Straßenbedingungen ist eine speziell entwickelte Fahrkurve vorgeschrieben, die von dem Fahrer nachgefahren werden muß, wobei enge Toleranzen einzuhalten sind. Erster Schritt bei der Entwicklung einer Fahrkurve muß die Definition der zu simulierenden Verkehrsbedingungen sein. So wurde z. B. der Fahrzyklus für den US 72-Test, der ab 1972 gilt, speziell auf die Verhältnisse des morgendlichen Berufsverkehrs in Los Angeles ausgerichtet [14, 15]. Bereits diese Definition der Verkehrssituation erforderte umfangreiche Voruntersuchungen über das Verhalten der Autofahrer [14] und über den Anteil der einzelnen noch näher zu definierenden Streckentypen am Gesamtverkehrsaufkommen.

Eine Fahrkurve für die Simulation auf dem Rollenprüfstand kann im wesentlichen auf zwei Arten aus solchen Aufzeichnungen ermittelt werden. Man unterscheidet je nach Verfahren zwischen *ausgewählten* und *konstruierten* Fahrkurven.

Für ausgewählte Fahrkurven nimmt man aus der Vielzahl der aufgezeichneten Fahrkurven eine einzelne repräsentative heraus. An der ausgewählten Kurve werden dann noch einige Änderungen vorgenommen, beispielsweise dann, wenn bestimmte Beschleunigungs- oder Verzögerungswerte mit Rücksicht auf die Belastbarkeit des Rollenprüfstandes nicht überschritten werden sollen. Die Fahrkurve für den US 72-Test ist eine solche ausgewählte (Bild 2).

Zur Konstruktion zerlegt man die aufgezeichneten Fahrkurven nach unterschiedlichen Verfahren in eine Vielzahl von Fahrzuständen und untersucht deren Häufigkeit und zum Teil auch die Art ihrer Aufeinanderfolge. Aus solchen einzelnen Fahrzuständen wird entsprechend ihren Häufigkeiten eine repräsentative Fahrkurve schematisch konstruiert.

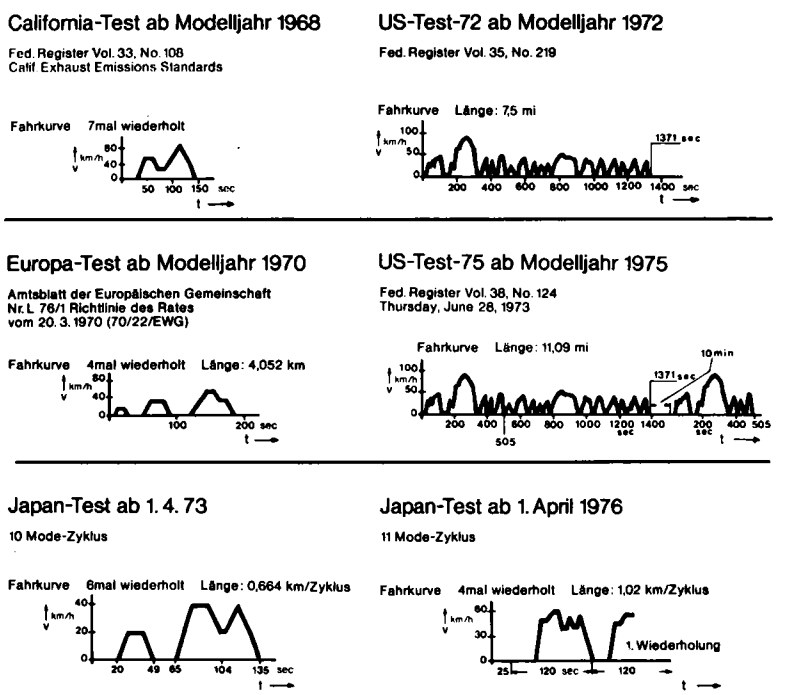


Bild 2. Übersicht über die seit 1968 bekannten Fahrkurven für Emissionsprüfungen.

In Europa macht Schweden eine Ausnahme; dort gilt der US 72-Test. In den USA ist seit 1974 (Modelljahr 1975) die Fahrkurve nach US 75-Test vorgeschrieben. Die Fahrkurven für Japan sind zum Vergleich aufgeführt.

Die Europa-Fahrkurve wurde nach diesem Verfahren entwickelt (Bild 2). Zusätzlich wurde die Massenemission verglichen [16]. Auch Kombinationen zwischen beiden Methoden – Auswahl und Konstruktion – sind möglich [17].

Der europäische Fahrzyklus zeigt eine Verwandtschaft zum „reinen" Innenstadtverkehr in europäischen Städten. Sollen jedoch Straßen außerhalb dieses Kerns berücksichtigt werden, dann treten erhebliche Abweichungen auf. Für diesen Fall zeigt die US 72-Fahrkurve die bessere Übereinstimmung [18].

Untersuchungen in den USA haben für die US 75-Fahrkurve eine gute Übereinstimmung mit dem Stadtverkehr ergeben [19].

111.3 Fahrer

Der Mensch ist als Fahrer ein wichtiger Faktor bei Abgasmessungen. Er beobachtet während der Fahrt auf der Rolle eine ablaufende vorgegebene Sollkurve (Vordruck oder Rechnerausgabe) und die von ihm erzeugte Ist-Fahrkurve (Aufzeichnung der Fahrgeschwindigkeit), (Bild 3).

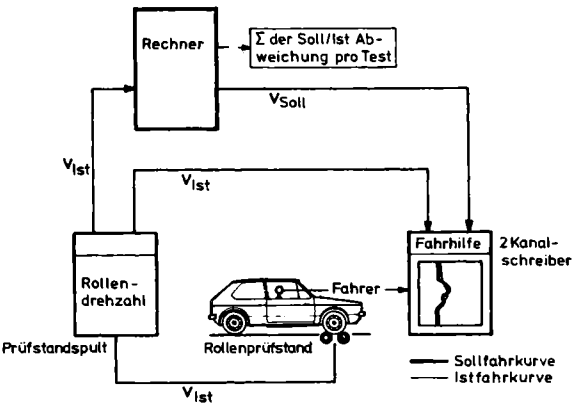


Bild 3. Schema des „Regelkreises" Fahrer – Fahrkurve – Fahrzeug

111.4 Rollenprüfstand

Als Rollenprüfstand werden die üblichen Fahrleistungsprüfstände mit Wasserwirbelbremse, Wirbelstrombremse oder Gleichstrommaschine benutzt [20]. Um Fahrbedingungen ähnlich den Straßenverhältnissen zu erzeugen, werden die Fahrzeugmassen (träge Massen) durch angekuppelte Schwungmassen und die Fahrwiderstände durch definierte Bremsung einer Rolle simuliert.

Für das europäische Verfahren wird die Bremse so eingestellt, daß ihre Leistung dem Betrieb des Fahrzeuges bei einer konstanten Geschwindigkeit von 50 km/h in der Ebene entspricht. Dazu wird der Saugrohrunterdruck als Meß- und Kalibriergröße verwendet. Die äquivalenten Schwungmassen werden an die translatorisch bewegten Massen des Fahrzeugs angepaßt. Für bestimmte Bezugsgewichtsbereiche sind entsprechende Schwungmassen vorgeschrieben [2].

Für das US-Verfahren wird die Übereinstimmung der Rollenbremslasten bei 50 mph gefordert. Die Lasteinstellung der Rollen erfolgt dabei gemäß einer vorgegebenen, nach Fahrzeuggewichtsklassen spezifizierten Tabelle. Kalibriert wird die Prüfstandsanzeige über einen

sog. Rollenauslauf, bei dem die Rollen auf eine Geschwindigkeit von etwa 60 mph gebracht werden, um dann frei auszulaufen [1].

Eine zweite zugelassene Möglichkeit der Lasteinstellung der Rollen ist die Verwendung des auf der Straße bei 50 mph gemessenen Saugrohrunterdruckes (wie bei dem europäischen Verfahren).

Besser wäre es, die Bremsencharakteristik für den ganzen Geschwindigkeitsbereich mit Toleranzen vorzugeben. Meß- und Kalibriergröße könnte das vom Fahrzeug aufzubringende Drehmoment sein [21].

111.5 Sammeln der Abgase zur integralen Messung

Bild 4 zeigt schematisch die Abgasmeßeinrichtung für Europa mit dem Probenahmesystem zum Sammeln des gesamten Abgases im Beutel und zur integralen Messung. Bei der integralen Messung wird die gesamte Massenemission als summarischer Wert für die Abgasprobe bestimmt, die während der Prüfung gesammelt wird.

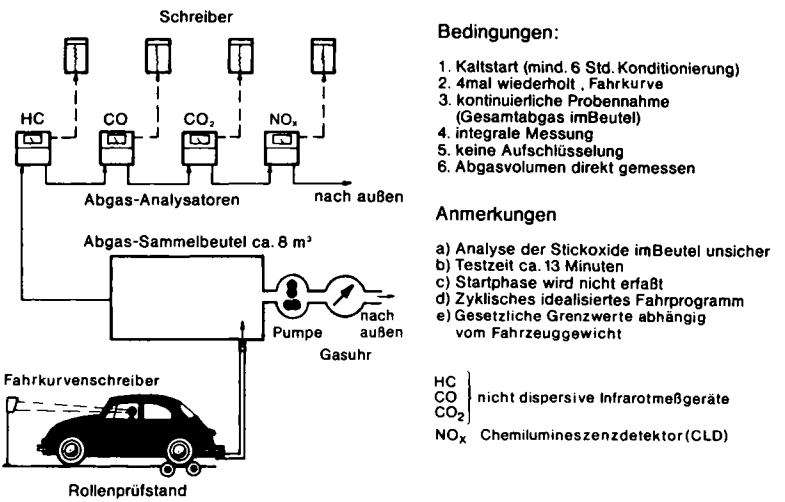


Bild 4. Schema der Abgasmeßeinrichtung für Europa [2, 22, 23].
Bei Fahrt auf der Rolle gemäß Fahrkurve wird das gesamte Abgas in einem Beutel gesammelt. Nach Abschluß des Fahrversuches wird aus dem Beutel ein Teilstrom des Abgases über die Analysatoren geleitet, und dabei werden die Konzentrationen gemessen. Kontrollgröße der Messungen ist CO_2. Der Beutel wird mit einer Pumpe über eine Gasuhr entleert und so das Gesamtvolumen des Abgases ermittelt, wobei der über die Analysatoren entnommene Anteil berücksichtigt wird. Aus Volumen und Konzentration wird die Massenemission ermittelt.

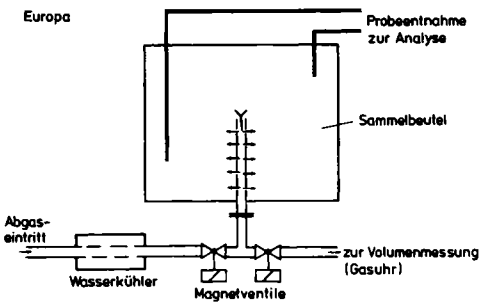
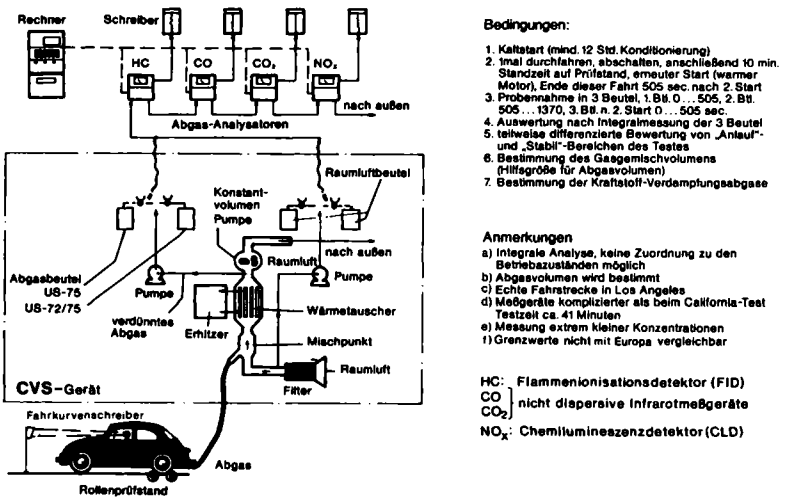


Bild 5. Einlaß- und Probenahmesystem zur homogenen Mischung mit Abgassammelbeutel für das Europaverfahren.
Das Abgas strömt über einen Kühler mit Kondensatabschneider in den Sammelbeutel. Das Gaseinlaßrohr, das auch zur Entleerung des Beutels benutzt wird, hat eine V-förmige Prallfläche am Rohrende zur symmetrischen Teilung des Gasstromes. Mehrere kleine Bohrungen sind zur restlosen Entleerung des Beutels angebracht. Eine weitere Probenahme dient zur Kontrolle der homogenen Verteilung.



Bedingungen:

1. Kaltstart (mind. 12 Std. Konditionierung)
2. 1mal durchfahren, abschalten, anschließend 10 min. Standzeit auf Prüfstand, erneuter Start (warmer Motor), Ende dieser Fahrt 505 sec. nach 2. Start
3. Probennahme in 3 Beutel, 1. Btl. 0 ... 505, 2. Btl. 505 ... 1370, 3. Btl. n. 2. Start 0 ... 505 sec.
4. Auswertung nach Integralmessung der 3 Beutel
5. teilweise differenzierte Bewertung von „Anlauf"- und „Stabil"-Bereichen des Testes
6. Bestimmung des Gasgemischvolumens (Hilfsgröße für Abgasvolumen)
7. Bestimmung der Kraftstoff-Verdampfungsabgase

Anmerkungen

a) Integrale Analyse, keine Zuordnung zu den Betriebszuständen möglich
b) Abgasvolumen wird bestimmt
c) Echte Fahrstrecke in Los Angeles
d) Meßgeräte komplizierter als beim California-Test
Testzeit ca. 41 Minuten
e) Messung extrem kleiner Konzentrationen
f) Grenzwerte nicht mit Europa vergleichbar

HC: Flammenionisationsdetektor (FID)
CO, CO_2: nicht dispersive Infrarotmeßgeräte
NO_x: Chemilumineszenzdetektor (CLD)

Bild 6. Schema der Abgasmeßeinrichtung zur integralen Messung für USA, Japan und Schweden.
Bei Fahrt auf der Rolle gemäß Fahrkurve wird das Abgas mit Raumluft vermischt und verdünnt. Mit einem Gebläse wird mit konstanter Drehzahl eine konstante Durchflußmenge gefördert (Konstant-Volumen-Pumpe). Abgas- und Luftanteil variieren je nach Betriebszustand des Motors:
$V_{Abgas} + V_{Luft} = V_{Gesamt} = \text{Konstant.}$ (Forts. s. S. 1396)

(Fortsetzung zu Bild 6:)

Ein Teilstrom wird kontinuierlich abgenommen (Voraussetzung einer einwandfreien Probenahme ist die Homogenität des Abgas-Luft-Gemisches)und jeweils der Anteil verschiedener Phasen der Fahrkurve in verschiedene Beutel gepumpt. Diese Beutel werden über Abgasanalysatoren entleert, um die Konzentrationen der Komponenten HC, CO, NO_x zu messen.
Zusätzlich dient CO_2 zur rechnerischen Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs (aus CO_2, CO und HC). CO_2 ist auch eine Kontrollgröße der Messung.
Als Untergrund wird die Konzentration dieser Komponenten in der Raumluft gemessen.
Mit dem gemessenen Gesamtvolumen des Abgas-Luftgemisches kann gleichzeitig die Massenemission ermittelt werden. Mit einem Rechner werden die Daten verarbeitet und entsprechend ausgegeben.

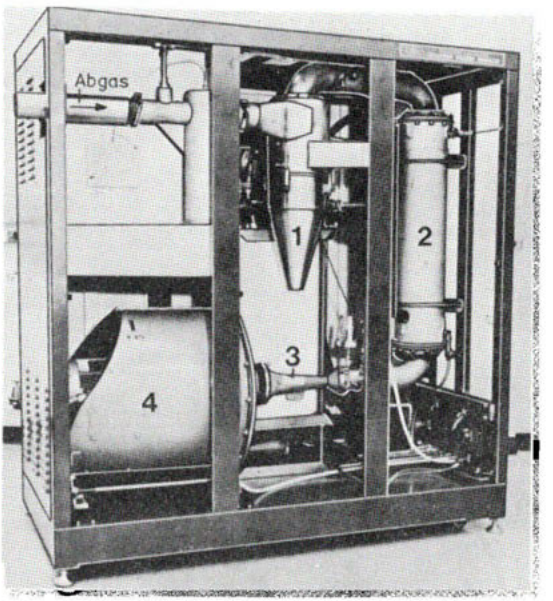


Bild 7. Ansicht eines modernen CVS-Gerätes (ohne Steuerelektronik) der Firma Philco-Ford.

Die vier wesentlichen Teile sind:

1 Zyklon-Filter zur Abscheidung von Partikeln,
2 Wärmetauscher,
3 Venturi-Düse zur Messung der verdünnten Abgasmenge,
4 Ventilator.

Bild 5 zeigt die Einzelheiten des Sammelbeutels. Der Gaseinlaß ist so auszuführen, daß im Beutel keine Konzentrationsschichtungen [24] auftreten können. Das Beutelmaterial ist so zu wählen, daß Diffussions- und Adsorptionseffekte gering gehalten werden.

Bild 6 zeigt schematisch die Abgasmeßeinrichtung für US- und Japan-Test mit dem Verdünnungsgerät (CVS = Constant Volume Sampler). Bild 7 zeigt eine moderne Ausführung einer CVS-Anlage im geöffneten Zustand, Bild 8 ein Gaseinlaß- und Probenahmesystem für die Beutel der CVS-Anlage.

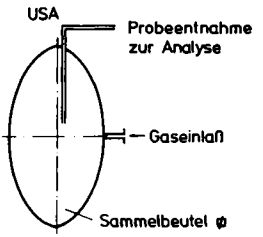


Bild 8. Beutel für CVS-Gerät mit Einlaß- und Probenahmesystem zur homogenen Mischung.
Der Gaseinlaß ist in der Mitte des Beutels so angeordnet, daß das Gas auf die gegenüberliegende Beutelwand prallt und so gleichmäßig verteilt wird. Es sind auch ringförmig mehrfach gelochte Einlaßrohre bekannt. Die Probenahme erfolgt aus der Mitte des Beutels.

111.6 Kontinuierliche Messung der Massenemissionen

Im Gegensatz zur integralen Messung der offiziellen Prüfverfahren ist es für Entwicklungszwecke oft notwendig, die Massenemissionen kontinuierlich aufgeschlüsselt nach Betriebszuständen (modale Messung) zu erfassen. Das kann auf zwei Wegen geschehen:

a) über die kontinuierliche Registrierung des Abgasvolumenstromes V_{Abgas} und der einzelnen Konzentrationen $c_{ikonz.}$ aus dem konzentrierten Abgas. Durch Multiplikation dieser Größen mit der Dichte ρ_i erhält man die gewünschten absoluten Emissionen M_i als Funktion der Zeit

$$M_i = c_{ikonz.} \cdot \rho_i \cdot V_{Abgas},$$

b) über die kontinuierliche Konzentrationsmessung $c_{i\,verd.}$ aus dem verdünnten Abgas beim CVS-Test:

$$M_i = c_{i\,verd.} \cdot \rho_i \cdot V_{Gesamt}$$

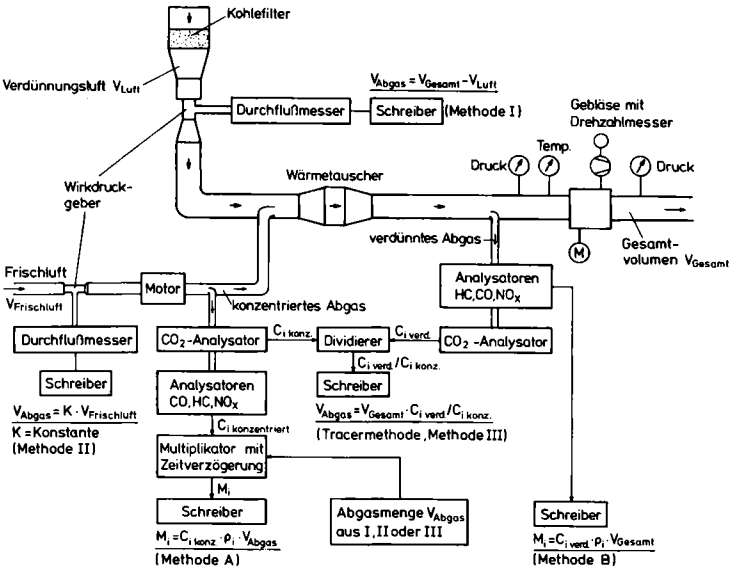


Bild 9. Schema für eine kontinuierliche Messung der Abgasmenge bzw. für eine kontinuierliche Messung der Massenemissionen.

mit V_{Gesamt} = verdünnter Abgas- oder Gesamtabgasvolumenstrom, gemessen wie beim offiziellen Verfahren. Der Massenemissionsverlauf ist bei konstanter, verdünnter Abgasmenge mit dem Konzentrationsverlauf identisch.

Die kontinuierliche Messung des Abgasvolumenstromes (Abgasmenge) kann z. B. nach dem Wirkdruckverfahren [25] oder nach der sog. Tracer-Methode erfolgen (Bild 9).

111.7 Nichtdispersive Infrarotmeßgeräte

Für das Europaverfahren werden HC und CO, für das US-Verfahren CO und für beide Verfahren auch CO_2 mit nichtdispersiven Infrarotgeräten (NDIR) gemessen, die für HC hexansensibilisiert sind. In Europa sind z. B. der URAS (Firma Hartmann & Braun AG) oder UNOR (Firma Maihak), in USA sind Geräte der Firmen Beckman oder Horriba (japanische Firma) gebräuchlich. Diese nichtdispersiven Geräte, bei denen auf die spektrale Zerlegung der Infrarotstrahlen verzichtet wird, erlauben kontinuierliche Analysen. Das Prinzip zeigt Bild 10. werden.

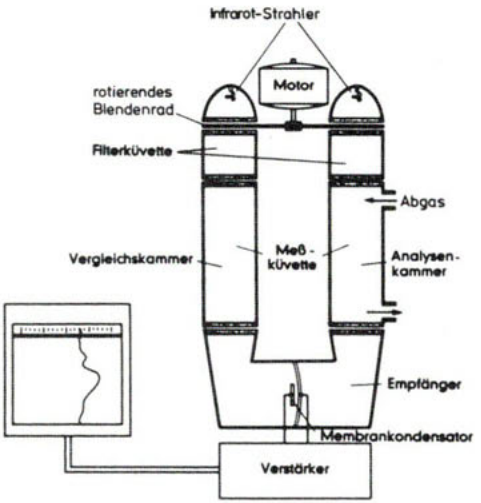


Bild 10. Prinzip eines nichtdispersiven Infrarotmeßgerätes für HC, CO, CO_2. Es basiert auf einer Wechsellicht-Fotometeranordnung (rotierendes Blendenrad hinter den Infrarotstrahlern) mit zwei parallelen Infrarotstrahlengängen. Der eine Strahl durchsetzt eine vom Meßgas (Abgas) durchströmte Analysenkammer, der andere eine mit nichtabsorbierendem Gas gefüllte Vergleichskammer. Beide Strahlen treffen auf die durch eine Membrane geteilte Empfängerkammer, die mit der zu bestimmenden Gaskomponente gefüllt ist. Damit wird der Empfänger selektiv.

Der Meßeffekt beruht darauf, daß in der Analysenkammer infrarotabsorbierendes Gas den einen Strahl schwächt. Dadurch erwärmen sich die Füllungen in den beiden Teilen der Empfängerkammer unterschiedlich stark, und die Membrane wird infolge des resultierenden Druckunterschiedes durchgebogen. Die Membrane ist als eine Platte eines Kondensators geschaltet, dessen Kapazität bei der Durchbiegung der Membrane meßbar verändert wird.
Die Filterküvetten (oder optische Filter) dienen zum Eliminieren von störenden Gaskomponenten. Das eigentliche Gerät ist in einem Temperaturschrank untergebracht.

111.8 Flammenionisationsdetektor (FID)

Bei dem US-Verfahren werden Kohlenwasserstoffe (HC) mit Flammenionisationsdetektoren (FID) gemessen, die aus der Gaschromatografie bekannt sind. Sie erlauben die kontinuierliche Messung der Gesamtkohlenwasserstoffe. Das Prinzip zeigt Bild 11.

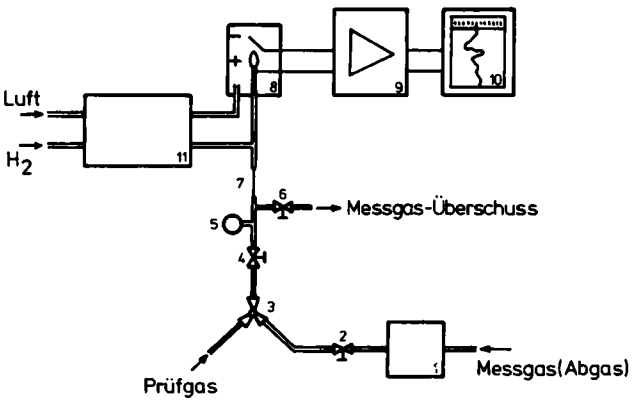


Bild 11. Prinzip des FID.

1 Membranpumpe, 2 Feindruckregler, 3 Dreiweghahn, 4 Feindruckregler, 5 Manometer, 6 Nadelventil, 7 Kapillare, 8 Verbrennungsraum, 9 Verstärker, 10 Schreiber, 11 Arbeitsgasregler.

Die Meßgröße des Detektors ist der Strom der Ionen, die bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen in einer Wasserstoff-Flamme entstehen. Das zu analysierende Abgas wird dem Wasserstoff (Brenngas) vor der Brennerdüse zugemischt.

Der Wasserstoff wird am besten mit einem Generator erzeugt.

Die zur Verbrennung benötigte Luft tritt durch eine zweite Öffnung in den Verbrennungsraum. Die Brennerdüse wird gewöhnlich als Anode geschaltet. Darüber liegt die Kathode. Zwischen ihnen liegt eine Spannung von 20 bis 200 V.

Der Mechanismus der Ionenbildung bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen in einer Wasserstoff-Flamme ist nicht völlig geklärt. Nach heutigen Vorstellungen ergibt sich die hohe Leitfähigkeit der Flamme durch die intermediäre Bildung von elementarem Kohlenstoff. Elementarer Kohlenstoff lagert sich zu Partikeln mit 4 bis 6 und mehr Atomen zusammen, die in dieser Form leicht ionisierbar sind. Die sich ergebende Leitfähigkeit der Flammen ist im statistischen Mittel der Anzahl der C-Atome im Molekül eines Kohlenwasserstoffes proportional [26].

111.9 Chemilumineszenzdetektor (CLD)

Stickoxide werden kontinuierlich mit dem Chemilumineszenzdetektor gemessen, wobei die Reaktion

$$NO + O_3 \rightarrow NO_2^* + O_2 \qquad (* \text{ angeregter Elektronenzustand})$$
$$NO_2^* \rightarrow NO_2 + \text{Strahlung}$$

entscheidend ist. Die durch diese Reaktion angeregten NO_2-Moleküle (Ausbeute $\approx$ 10%) geben ihren Energieüberschuß in Form von Strah-

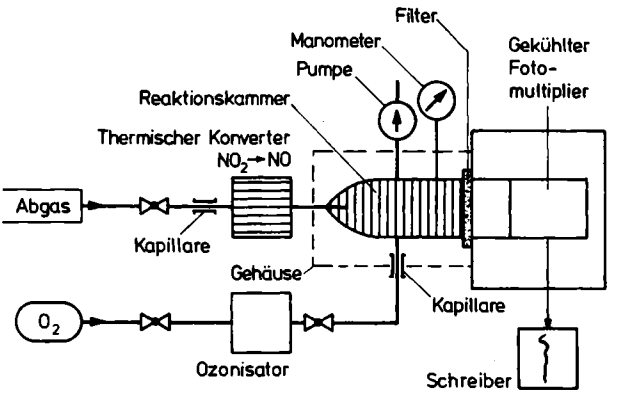


Bild 12. Prinzip des CLD.
Das Abgas strömt über eine Kapillare durch den thermischen Konverter (Reduktion von NO_2 zu NO) in die Reaktionskammer, von der aus die Strahlung auf einen Fotomultiplier gelangt, dessen Signal nach entsprechender Verstärkung mit einem Schreiber kontinuierlich registriert werden kann.

lung spontan wieder ab und kehren in ihren Grundzustand zurück. Die Intensität der Strahlung ist ein direktes Maß für die NO-Konzentration.

Das NO im Abgas reagiert im Beutel mit Sauerstoff zu NO_2, so daß bei der Analyse beide Komponenten vorhanden sind. Das NO_2 wird daher vor der eigentlichen Messung in einem thermischen Konverter bei einer Temperatur $> 650°C$ in NO und Sauerstoff aufgespalten. Bild 12 zeigt das Prinzip des CLD.

111.10 Prüfgase

Prüfgase sind Gasgemische zur Kalibrierung der Abgasanalysatoren. Sie bestehen aus einem Grundgas (Stickstoff oder Luft) und einer beigemengten Meßkomponente in bekannter Konzentration.

Zur Versorgung der Analysenanlagen werden die Prüfgase in Stahlflaschen bereitgehalten. Die Füllung dieser Flasche erfolgt nach gravimetrischen, volumetrischen oder manometrischen Dosierverfahren. Die Wahl des Verfahrens richtet sich u. a. nach Komponenten, Konzentrationen und geforderter Herstellgenauigkeit.

Für jeden Analysatormeßbereich müssen zur Routinekalibrierung neben den Nullpunktsgasen Gebrauchsprüfgase mit Konzentrationen von etwa 80% der Meßbereichsendwerte zur Verfügung stehen. Zur Linearitätsüberprüfung sind je nach Meßprinzip bis zu acht abgestufte

Konzentrationen erforderlich [1]. Die Konzentrationsbereiche liegen je nach Meßkomponente und Prüfverfahren zwischen 16 Vol.% und 10 Vol.ppm (parts per million $\triangleq 10^{-4}$ Vol.%). Die zulässigen Abweichungen von $\pm$ 2% des angegebenen Wertes [1, 2] sind bei sehr geringen Konzentrationen nicht immer einzuhalten. In manchen Fällen ist der Nachweis der Genauigkeit wegen der Grenzen der Analytik erschwert.

Zur analytischen Absicherung der Gebrauchsprüfgase gehören auch Vergleiche zwischen verschiedenen Herstellern und Verbrauchern.

Wichtigste Bezugspunkte für genaue Prüfgase sind „Eichnormale", das sind Gasgemische, deren Zusammensetzungen nach mindestens zwei unabhängigen Methoden, sog. Basismethoden, analytisch abgesichert sind. Als Basismethoden werden z. B. folgende physikalisch- oder naßchemische Analysenverfahren eingesetzt:

für CO und HC: gravimetrische Bestimmung nach Verbrennung und Absorption

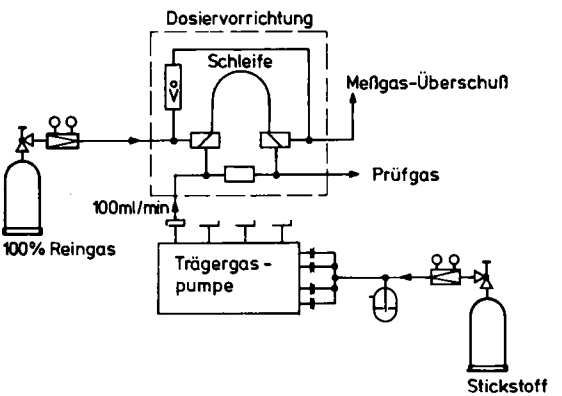


Bild 13. Prinzip einer Gasmischvorrichtung (Firma Wösthoff).

Die Funktion der Gasdosiervorrichtung beruht darauf, daß (austauschbare) Dosierschleifen bestimmten Volumens wechselweise von dem zu dosierenden Gas und einem Trägergas durchströmt werden. Die Steuerung der beiden Gasströme erfolgt über Ventile, die durch einen Impulsgeber betätigt werden. Bei jedem Schaltimpuls wird eine dem Füllvolumen der Dosierschleife entsprechende Menge Trägergas mit dem Meßgas ausgetauscht. Durch Veränderung der Trägergasmenge sowie der Anzahl der Schaltimpulse pro Zeiteinheit, durch Verwendung von Dosierschleifen unterschiedlichen Füllvolumens und durch Hintereinanderschaltung von zwei Dosiervorrichtungen kann die Gaskonzentration in weiten Grenzen geändert werden.

für CO_2 und HC: gravimetrische Bestimmung nach Absorption oder Adsorption
für CO und NO: fotometrische Messung nach Umsetzung mit Reagenzien
für CO, CO_2, O_2: volumetrische Analyse (Orsat).

Eine sehr exakte Basismethode ist die Dosierung der Beimengung in das Grundgas mit Hilfe von Gasmischvorrichtungen (Bild 13). Dieses Verfahren liefert einen kontinuierlichen Prüfgasstrom bei Atmosphärendruck. Die Mengen sind aber relativ gering.

111.11 Gesamtanlagen

Bild 14 zeigt eine Analysenanlage für das US-Verfahren, Bild 15 zeigt das Prinzip einer Rechenanlage für den Anschluß von Abgasrollenprüfständen und Bild 16 zeigt eine fahrbare Abgasmeßstation, die für die z. Z. bekannten Abgasmeßverfahren ausgerüstet ist.

Bild 14. Ansicht einer US-Analysenanlage.
In der Mitte erkennt man das Interface für den Anschluß an die Rechenanlage, rechts im Bild das Steuerpult für den Rollenprüfstand.

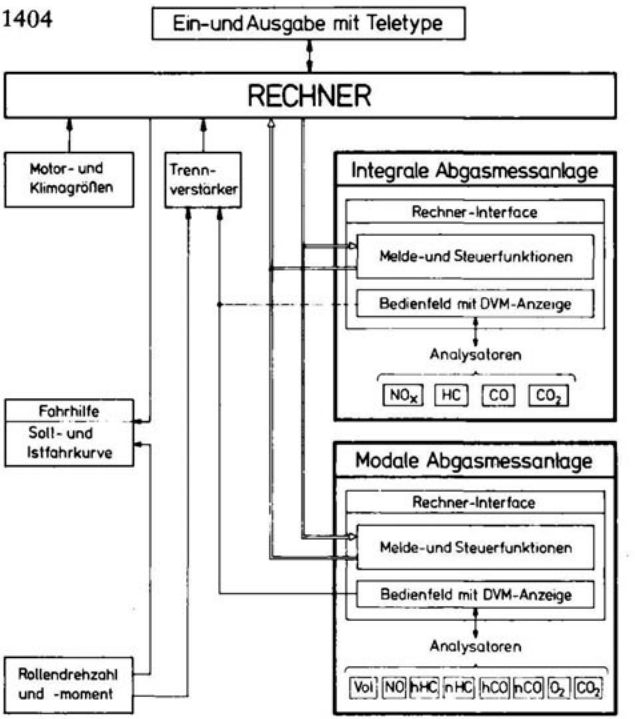
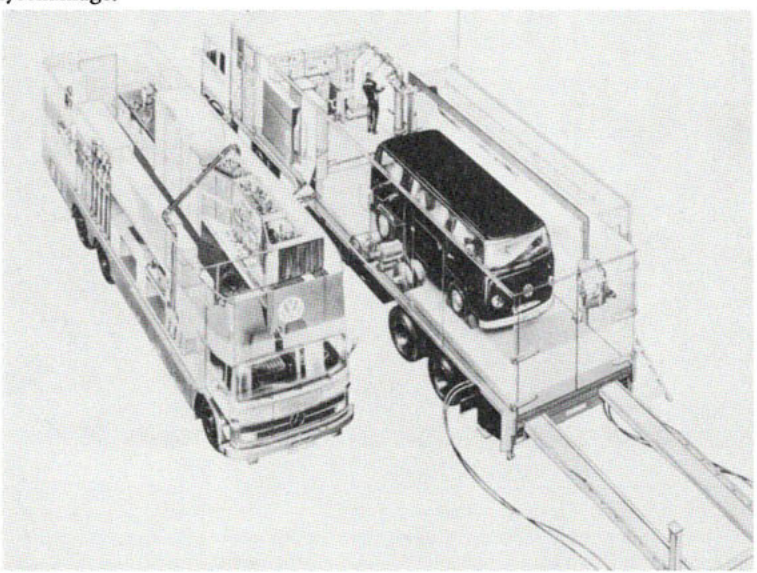


Bild 15. Schema des Anschlusses eines Abgasrollenprüfstandes mit Analysenanlage.



112 Fehleranalyse

In praxi sind alle Meßergebnisse mit zufälligen und systematischen Fehlern behaftet. Bei der Berechnung der zufälligen Fehler muß von den Gleichungen zur Bestimmung der Massenemissionen ausgegangen werden.

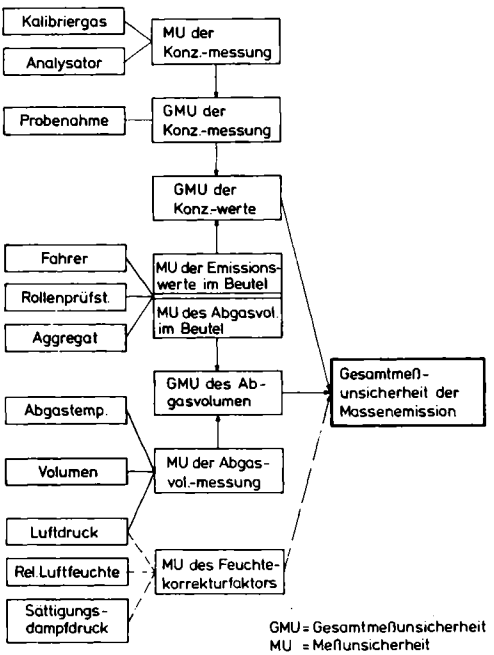


Bild 17. Blockschema für die Berechnung der Gesamtmeßunsicherheit der Massenemissionswerte für das Europa-Verfahren.
Hier sind in der linken Spalte die Einflußgrößen zusammengestellt, die die einzelnen Meßunsicherheiten und schließlich die Gesamtmeßunsicherheit bestimmen.
Für das US-Verfahren sieht das entsprechende Schema sehr ähnlich aus [28]

←

Bild 16. Mobile Testation für Autoabgase.
Rechts im Bild ist ein Sattelschlepper-Auflieger mit Rollenprüfstand, Beutel für Europa-Anlage, CVS-Geräte mit Beuteln sowie den Versorgungsanlagen; links im Bild ein Bus mit den Meßvorrichtungen einschließlich Rechner und Prüfgasen in nach innen druckfester Kabine zu sehen.

Die Grundgleichungen für das europäische Verfahren lauten:

$$M_i = c_{i\,\text{Beutel}} \cdot V \cdot \rho_i \cdot k_H \qquad [\text{g/Test}]$$

mit i = Abgaskomponente, M = Massenemission, V = Volumen, ρ = Dichte, k_H = Feuchtekorrekturfaktor für NO_x.

Für das wesentlich kompliziertere US-Verfahren entsprechend einer Wichtung von 43% Anteil des Kaltstarts:

$$M_{i\,\text{Gesamt}} = [0{,}43\, M_{1i} + M_{2i} + 0{,}57\, M_{3i}]/7{,}5 \qquad [\text{g/Meile}]$$

1, 2, 3 sind die drei Phasen der Fahrkurve.

Für das US-Verfahren sind eine Reihe von weiteren Korrekturrechnungen durchzuführen, um die Auswirkungen der Verdünnung zu berücksichtigen [1].

Die Berechnung der Meßunsicherheit erfolgt nach dem im Bild 17 wiedergegebenen Schema [27, 28].

Bild 18 zeigt schematisch die Ergebnisse der Berechnungen und Abschätzungen, die durch experimentelle Daten abgesichert sind.

Außer den bisher besprochenen zufälligen Fehlern können prinzipiell auch systematische Fehler auftreten. Sie können von beträcht-

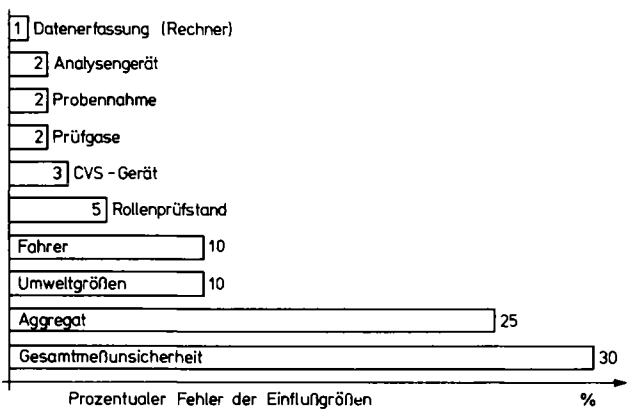


Bild 18. Prozentuale Fehler einzelner Einflußgrößen als Zahlen in den einzelnen Blöcken.
Diese sind nach dem Gesetz der Gaußschen Fehlerfortpflanzung zur Gesamtmeßunsicherheit zusammenzusetzen.
Außer dem Aggregat mit den Raumgrößen sind der Fahrer sowie der Rollenprüfstand als Einflußgrößen dominierend. Die anderen können dagegen praktisch vernachlässigt werden.
Der Fahrer verursacht selbst dann große Fehler, besonders der CO-Emissionen, wenn er sich bemüht, die zulässigen Toleranzen der Fahrkurve einzuhalten. Kritisch ist dabei die Drosselklappenbewegung.

licher Größenordnung sein. Bei Vergleichen zwischen verschiedenen Abgasmeßeinrichtungen für Typprüfungen bei ein- und derselben US-Behörde sind systematische Fehler bis zu 40% festgestellt worden [19, 29, 30].

Bisher sind keine Korrelationsverfahren für Abgasprüfeinrichtungen vorgeschrieben, die – routinemäßig durchgeführt – derartige Fehler vermeiden ließen. Solche systematischen Fehler sind zusätzlich zu den statistischen zu berücksichtigen, um einen genügenden Abstand vom Grenzwert (Sicherheitsabstand) zu bestimmen.

113 Typprüfung

113.1 Verfahren

In Europa [2] hängt die Neuzulassung eines Fahrzeugtyps (Betriebserlaubnis) auch vom Bestehen einer Abgastypprüfung für die Komponenten HC und CO ab. Die Begrenzung von NO_x ist geplant.

Ein Fahrzeugtyp umfaßt alle Fahrzeuge, die in bestimmten Motormerkmalen keine wesentlichen Unterschiede aufweisen und zu bestimmten Bezugsgewichtsklassen gehören. Pro Fahrzeugtyp wird im allgemeinen ein Fahrzeug geprüft. Bild 19 zeigt den Ablauf der Typprüfung als Flußdiagramm.

Um für die USA [1, 19] die Zulassungsgenehmigung für eine Fahrzeugklasse (Motorfamilie) zu erhalten, muß der Hersteller nachweisen, daß die Fahrzeuge die Emissionsgrenzwerte für die Komponenten HC, CO und NO_x über eine „Lebensdauer" des Fahrzeugs erfüllen, die mit 50000 Meilen (80470 km) definiert ist [1]. Eine Motorfamilie umfaßt alle Fahrzeuge mit ähnlichen Motor-Getriebe-Kombinationen.

Für diese Typprüfung muß der Hersteller zwei Fahrzeugflotten betreiben:

a) Die Flotte zur Bestimmung von Emissionsdaten (emissions-data-fleet) soll die Bestimmung der Emissionen serienmäßig gefertigter Fahrzeuge erlauben. Die Fahrzeuge dieser Flotte werden vor der Prüfung 4000 Meilen (6436) betrieben, um den Motor einzufahren und um stabile Emissionen zu erhalten. Pro Motorfamilie gehören bis zu vier Wagen dieser Flotte an.
b) Die andere Flotte, die Dauerversuchsflotte (durability-data-fleet), die auch Prototypen enthalten kann, soll den Nachweis erbringen, daß die Abgasemissionen für die erwartete Lebensdauer der Fahrzeuge unterhalb der Grenzwerte bleiben. Die Fahrzeuge werden 50000 Meilen gefahren und alle 5000 Meilen werden die Abgasemissionen und Verdampfungsverluste gemessen.

Die Fahrzeuge werden auf der Straße oder auf Dauerlauf-Prüfständen betrieben. Ein bestimmtes Fahrprogramm muß auf einer Strecke

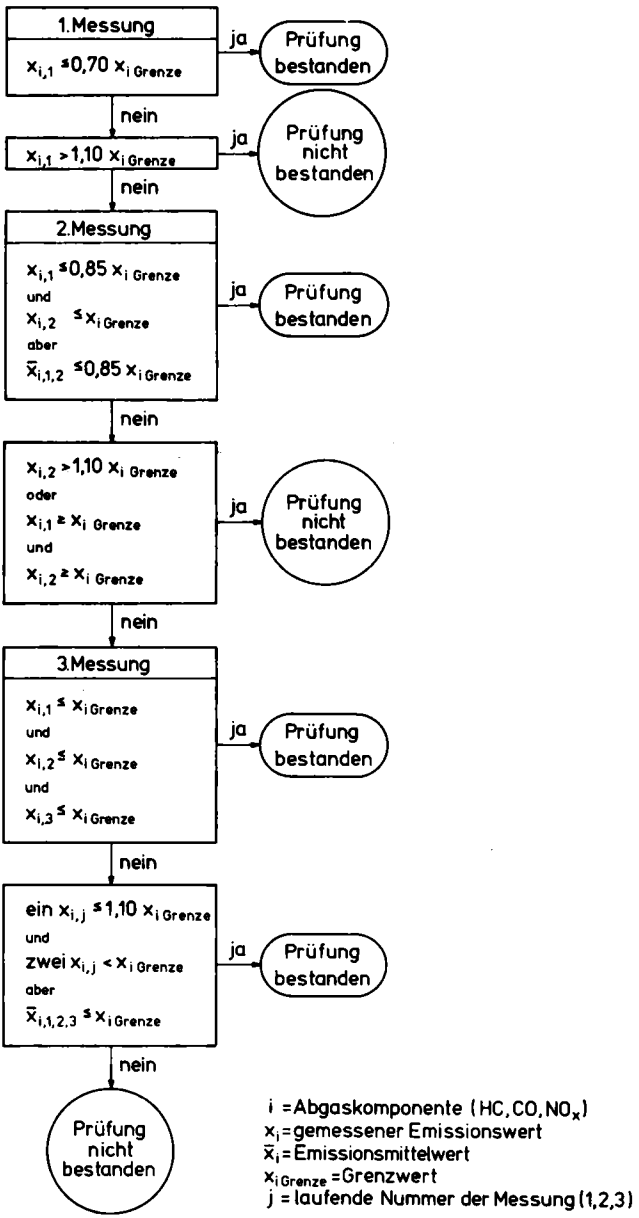


Bild 19. Flußdiagramm der europäischen Typprüfung. Maximal sind drei Prüfungen erlaubt.

oder auf der Rolle durchfahren werden. Fahrprogramm bzw. Strecke müssen vorher von der Behörde genehmigt sein. Inspektions- und Wartungsarbeiten im zulässigen Umfang dürfen nur alle 12500 Meilen erfolgen. Emissionsmessungen werden bei jedem Wartungsintervall verlangt. Außerplanmäßige Wartungsarbeiten sind meldepflichtig. Alle außergewöhnlichen Maßnahmen an Dauerlauffahrzeugen sind nur mit schriftlicher Erlaubnis des EPA-Administrators zulässig. Für jede Motorfamilie werden unter Verwendung aller Meßdaten für die Komponenten HC, CO und NO_x jeweils Verschlechterungsfaktoren (deterioration factors) berechnet.

Aus den tatsächlichen Meilenständen und den zugehörigen Emissionsmeßdaten werden über eine Ausgleichsgerade die Werte für 4000 bzw. 50000 Meilen berechnet. Mit diesen Werten wird der Verschlechterungsfaktor bestimmt gemäß:

$$K_i = \frac{x_i \text{ inter- bzw. extrapoliert auf 50000Meilen}}{x_i \text{ interpoliert auf 4000Meilen}}$$

(i = Abgaskomponente, x_i = Emissionswert).

Die Wagen der Emissionsdaten-Flotte werden von der Behörde geprüft. Der ermittelte Emissionswert wird jeweils mit dem Verschlechterungsfaktor multipliziert. Diese Typprüfung erfordert max. zwei Messungen (Bild 20). Bei Verkaufszahlen ab 10000 Stück pro Jahr führt die Behörde auch an Dauerlauffahrzeugen Prüfungen durch.

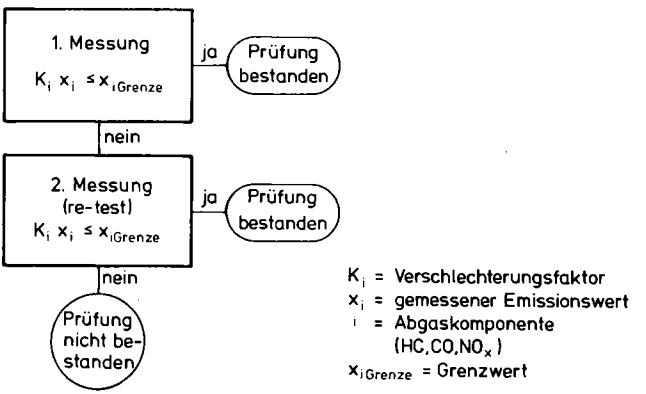


Bild 20. Flußdiagramm der US – Typprüfung. Hier ist eine Wiederholungsprüfung erlaubt.

113.2 Kritische Bemerkungen

Die gesetzlichen Vorschriften basieren auf der Annahme, daß mit einer Messung der *wahre* Wert ermittelt wird. Wegen der Meßunsicherheiten kann die wahre Massenemission einer Abgaskomponente für ein Fahrzeug nur durch den Mittelwert aus den Ergebnissen vieler oder wenigstens mehrerer Messungen angenähert werden. Daher geht der Hersteller, der ein Fahrzeug zur Typprüfung gibt, ein Risiko ein. Um dieses Risiko gering zu halten, muß er als Entwicklungsziel mit den Massenemissionen einen entsprechenden Sicherheitsabstand vom Grenzwert einhalten.

Umgekehrt gibt es ein gewisses Risiko, daß bei einer Typprüfung ein Fahrzeug zugelassen wird, das mit seinen wahren Emissionen oberhalb der Grenzwerte liegt.

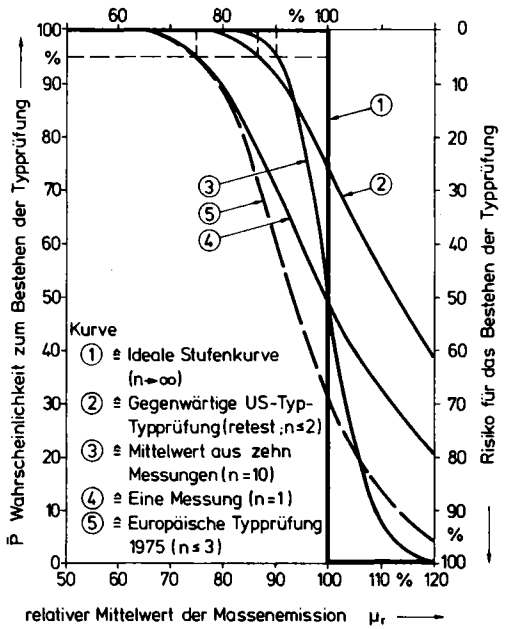


Bild 21. Wahrscheinlichkeit oder Risiko für das Bestehen verschiedener Typprüfungen als Funktion der relativen Massenemissionen einer (vieler) Komponente(n).

Unter diesen Umständen sind die Berechnung der Wahrscheinlichkeit (oder des Risikos) für das Bestehen einer Typprüfung sowie die Berechnung des Sicherheitsabstandes von großer Bedeutung. Ergebnisse einer solchen Berechnung [27, 28, 29] zeigt Bild 21 für die prozentualen Wahrscheinlichkeiten.

Die Kurven in Bild 21 sind nach der „Monte-Carlo-Methode" berechnet. Angenommen ist eine Standardabweichung der Meßwerte von 20%.

Die Stufenkurve 1 zeigt den theoretisch idealen Fall für eine Typprüfung, bei der aus einer sehr großen Zahl von Messungen n ($n \to \infty$) der Mittelwert gebildet wird. In diesem Fall ist die Wahrscheinlichkeit für das Bestehen der Typprüfung solange gleich 100%, wie die *wahren* Emissionen kleiner gleich den Grenzwerten sind, und gleich Null, wenn die wahren Emissionen den Grenzwert überschreiten.

Eine gute Näherung ist der Mittelwert aus 100 Messungen (Kurve 3). Dieser Fall kann als der „praktisch ideale Fall" betrachtet werden, mit dem sich die anderen Fälle vergleichen lassen.

Kurve 4 zeigt den ungünstigen Fall nur einer Messung.

Kurve 5 zeigt den Fall für die gültige europäische Typprüfung, die von dem praktisch idealen Fall der Kurve 3 noch stärker abweicht als der Fall einer Messung (Kurve 4).

Die Kurve 2 für die US-Typprüfung zeigt wenigstens in der Nähe und unterhalb des Grenzwertes bessere Übereinstimmung mit dem „praktisch idealen Fall".

Von der Darstellung in Bild 21 läßt sich auch der Sicherheitsabstand ablesen, der einzuhalten ist, um eine Typprüfung mit bestimmter Wahrscheinlichkeit zu bestehen. Für diesen idealisierten Fall und für $\bar{P} = 95\%$ beträgt der Sicherheitsabstand bei der

europäischen Typprüfung (Kurve 5): 25%, d. h. der wahre Emissionswert darf höchstens 75% des Grenzwertes betragen,

US-Typprüfung (Kurve 2): 9%, d. h. der wahre Emissionswert darf höchstens 91% des Grenzwertes betragen.

Das europäische Verfahren ist also „schärfer".

In praxi sind die Sicherheitsabstände wesentlich größer. Außerdem müssen dabei systematische Fehler berücksichtigt werden.

Für die USA ist außerdem die Berechnung des Verschlechterungsfaktors aus wenigen Werten für eine geringe Anzahl von Fahrzeugen fragwürdig. Die statistischen Streuungen bei diesen Rechnungen, die oft auf Werten von einzelnen Fahrzeugen beruhen, spiegeln nur die speziellen Umstände der Abgasprüfung wieder [19].

Für die Typprüfungen (Certification) hat sich ein äußerst umfangreicher bürokratischer Aufwand der Anmeldung entwickelt.

114 Serienprüfung

Die Serienprüfung erfolgt durch Stichprobenmessungen.

Vom Standpunkt der Luftverunreinigung würde es ausreichen, wenn der Mittelwert der Stichprobenmeßergebnisse kleiner gleich dem Grenzwert wäre. Das wird aber nicht beachtet.

In Europa erfolgt die Serienprüfung als Messung an einem der Produktion entnommenen Fahrzeug, wobei die Messung wie bei der Typprüfung durchgeführt wird. Die zu erfüllenden Grenzwerte liegen jedoch für CO um 20%, für HC um 30% höher als bei der Typprüfung. Besteht dieses Fahrzeug nicht die Prüfung, so kann der Hersteller Stichprobenmessungen an einigen Serienfahrzeugen verlangen. Der Hersteller bestimmt die Größe der Stichprobe. Das für die Beurteilung der Serie zu berücksichtigende Ergebnis wird aus dem arithmetischen Mittel $\bar{x}_i$ und aus der Standardabweichung s_i berechnet. Für das ursprünglich geprüfte Fahrzeug muß der Mittelwert aus drei Messungen in der Rechnung enthalten sein. Die Serienproduktion gilt als vorschriftsmäßig, wenn

$$\bar{x}_i + k s_i \leqq x_{i\,\text{Grenze}}$$

mit

$$\bar{x}_i = \frac{1}{n} \Sigma x_i$$

$$s_i^2 = \Sigma \frac{(x_i - \bar{x}_i)^2}{n - 1}$$

x_i = Massenemission der Abgaskomponente i,
n = Zahl der Messungen,
k = statistischer Faktor, der von n abhängt [2].

Für USA wird seit Dezember 1974 ein für alle Bundesstaaten einheitliches Verfahren diskutiert [31].

Für Kalifornien gilt seit 1971 eine Serienprüfung, die auf einem Stichprobenumfang von 2% der verkauften Wagen basiert. Die Messung der Abgaskomponenten erfolgt wie bei der US-Typprüfung jedoch ohne Einlauffahrprogramm, ohne Berücksichtigung der Verschlechterungsfaktoren und ohne Berücksichtigung der Verdampfung. Nur 10% der Fahrzeuge dürfen die Grenzwerte überschreiten.

Für die Serienprüfung gilt natürlich sinngemäß die zu den Typprüfungen vorgebrachte Kritik bezüglich der systematischen Fehler bzw. der fehlenden Korrelation sowie des Verschlechterungsfaktors.

Unsicher ist auch, wie die Meßwerte einer Serienüberprüfung statistisch verteilt sind. Für das europäische Serienprüfverfahren wird eine Normalverteilung vorausgesetzt. Eine unsymmetrische Verteilung erfordert erst recht, daß nur der Mittelwert kleiner gleich dem Grenzwert sein muß.

Man muß damit rechnen, daß für die Zukunft die Serienprüfung an Bedeutung zunimmt, während die Typprüfung an Bedeutung verliert.

115 Feldüberwachung/Rückrufaktion

In Europa gibt es – außer zweijähriger CO-Leerlaufkontrolle – z. Z. keine Vorschriften zur Überwachung der Emissionen von Fahrzeugen in Kundenhand. Die Probleme werden aber diskutiert.

In den USA enthält der „Clean Air Act" (Section 207) eine Verfügung, nach der die US-Behörde einen Hersteller zu einer Rückrufaktion veranlassen kann, wenn festgestellt wird, daß eine wesentliche (substantial) Anzahl von Fahrzeugen in Kundenhand nicht die für dieses Fahrzeug geltenden Abgasvorschriften einhält. Diese Feststellung kann die Behörde nur dann treffen, wenn sie selbst entsprechenden Messungen im Felde durchgeführt hat. In Zukunft ist mit einer solchen Feldüberwachung zu rechnen.

116 Prüfung der Emissionen von CO im Leerlauf

Für Europa ist als Typprüfung unmittelbar nach dem 4. Fahrzyklus des Europatests der CO-Gehalt im Abgas bei Motorleerlauf zu messen [2]. Die CO-Leerlaufeinstellung darf dabei den Grenzwert von 4,5 Vol.% nicht überschreiten. Vor der Durchführung dieser Messung muß der Motor gemäß den Herstellerspezifikationen eingestellt sein.

In der Bundesrepublik Deutschland wird außerdem die CO-Leerlaufmessung bei der zweijährigen TÜV-Überprüfung der Fahrzeuge vorgenommen. Dafür sind nur Abgastestgeräte zugelassen, die nach dem nichtdispersiven Infrarotverfahren arbeiten [32].

117 Prüfung der Gasemissionen aus dem Kurbelgehäuse

In Europa ist die Prüfung der Emissionen aus dem Kurbelgehäuse (Entlüftung) vorgeschrieben [2]. Dabei wird das Fahrzeug bei drei unterschiedlichen stationären Betriebsbedingungen auf einem Rollenprüfstand gefahren. Tritt an einem Meßpunkt Unterdruck auf, so gilt dieser Punkt als akzeptiert. Im anderen Falle muß nachgewiesen werden, daß die meßbare Kohlenwasserstoffemission weniger als 0,15% der vom Motor verbrauchten Kraftstoffmenge beträgt. Dieser Nachweis erfolgt durch Messung des Volumenstromes der Kurbelgehäuseabgase und gleichzeitig durch Ermittlung des Kraftstoffdurchsatzes. Die für jeden Betriebszustand resultierenden Emissions- und Verbrauchsdaten werden mit bestimmten Faktoren bewertet und zu-

sammengefaßt. Die mittlere Massenemission und der mittlere Kraftstoffverbrauch werden verglichen.

Die US-Gesetzgebung verlangt, daß schon aus der Art der Konstruktion deutlich hervorgehen muß, daß keine Kurbelgehäuseabgase an die Umwelt abgegeben werden. Eine Prüfvorschrift ist nur in einigen Bundesstaaten erlassen worden. Ähnliche Vorschriften gelten auch in anderen Ländern.

118 Kraftstoff-Verdampfungsverluste

Kraftstoff-Verdampfungsverluste treten bei Fahrt und im Stand auf. Für die EG gelten z. Z. keine bindenden Vorschriften. In der Bundesrepublik Deutschland wird die Notwendigkeit und die Art möglicher Verfahren z. Z. in Fachgremien diskutiert.

Die US-Abgasgesetzgebung kennt seit Modelljahr 1972 ein gesetzlich vorgeschriebenes Testverfahren und eine Limitierung der Verdampfungsemissionen. Dabei muß mit dem Fahrzeug unter definierten Versuchsbedingungen auf einem Rollenprüfstand ein Straßenfahrprogramm absolviert werden. Danach erfolgt eine Abkühlphase bei definierter Umgebungsluft. Man unterscheidet insgesamt drei Phasen:

a) Bestimmung der täglichen Atmungsverluste (diurnal breathing losses),
b) Bestimmung der Verluste bei Fahrt (running losses),
c) Bestimmung der Verluste während der Nachheizphase nach der Fahrt (hot soak losses).

Das Schema der Meßanordnung zeigt Bild 22 [1].

Seit 1975 werden in den USA modifizierte Testverfahren bei Änderung der Grenzwerte diskutiert. Es ist daran gedacht, eine sog. Zelt-

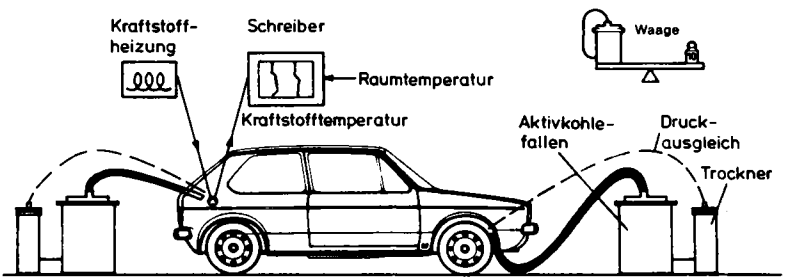


Bild 22. Anordnung zur Überprüfung der Verdampfungsverluste. Die aus Öffnungen am Kraftstoffsystem (Tank-, Vergaserbelüftung) entweichenden Kraftstoffdämpfe werden in Aktivkohlefallen gesammelt und deren Masse mit einer Waage bestimmt.

methode (SHED = Sealed Housing for Evaporative Determination) einzuführen. Das Fahrzeug wird in einer geschlossenen Kammer (Zelt) aufgeheizt und die HC-Imission mit einem FID gemessen [33].

In Europa werden ähnliche Verfahren z. Z. in den Fachgremien diskutiert.

12 Ottomotoren – Schwere Kraftfahrzeuge

Während die EG-Richtlinie [2] Abgasprüfungen nur für Fahrzeuge bis zu einem Gesamtgewicht von 3,5 t vorschreibt, gelten in den USA für alle benzingetriebenen Fahrzeuge Emissionsvorschriften.

Für Schwerlastfahrzeuge, deren zulässiges Gesamtgewicht größer als 6000 lbs (etwa 2,7 t) ist, bzw. für Fahrzeuge, die zur Beförderung von mehr als 12 Personen vorgesehen sind, ist allerdings ein besonderes Prüfverfahren vorgeschrieben. Die Zusammenfassung zu Motorfamilien erfolgt dabei nach ähnlichen Motor-Getriebe-Kombinationen wie bei PKW.

Dieses Prüfverfahren schreibt vor, daß Motoren für Emissionsdaten auf einem Motorprüfstand 125 Stunden, andere Motoren für Dauerversuchsdaten 1500 Stunden bei 1650 bis 1700 Umdrehungen pro Minute nach einem bestimmten Fahrprogramm laufen.

Das Prüfstandsfahrprogramm besteht aus einer Vorgabe bestimmter Lastzustände mit Simulation von Beschleunigung, Konstantfahrt und Verzögerung. Der Zyklus für ein derartiges Fahrprogramm muß mindestens 15 Minuten dauern und von der US-Behörde genehmigt sein. Alle 125 Stunden sind die Massenemissionen für HC, CO und NO_x zu bestimmen. Dazu ist gesondert ein 9-Stufen-Programm zu fahren, das eine Stadtfahrt simuliert und zyklisch in Perioden wiederholt wird. Die zwei ersten Perioden dienen der Aufwärmung. Bei den nächsten zwei Perioden mit betriebswarmen Motor werden dann die Emissionswerte bestimmt und die Mittelwerte für jede Stufe protokolliert. Unter Berücksichtigung einer besonderen Bewertung werden nur bestimmte Phasen der Prüfperioden im Zyklus ausgewertet [1]. Die Messungen erfolgen mit NDIR-Geräten. Wartungsarbeiten sind nur alle 375 Stunden zulässig. Außer der Typprüfung ist auch eine Prüfung an Serienmotoren vorgesehen.

13 Dieselmotoren

131 Übersicht

Für Fahrzeuge mit Dieselmotoren gibt es bezüglich der Begrenzung von Abgaskomponenten zwei unterschiedliche Prüfungen als Typ- und Serienprüfungen:

a) Prüfung der Emission von gesetzlich begrenzten sichtbehindernden Stoffen,
b) Prüfung der gesetzlich begrenzten Massenemissionen von HC, CO und NO_x.

In Europa [34, 35] erfolgt nur die Prüfung der Emissionen von sichtbehindernden Stoffen (Ruß und gewissen unverbrannten Kohlenwasserstoffen). Meßgröße ist dabei die Lichtabsorption der Auspuffgase im sichtbaren Bereich.

Die Typprüfung erfolgt nach zwei verschiedenen Versuchsarten. Bei der ersten Versuchsart muß der Motor bei stabilisierten Drehzahlen betrieben werden, bei der zweiten Art erfolgt eine freie Beschleunigung (s. Abschn. 132). Diese Versuche können an einem stehenden Fahrzeug oder auf einem Motorprüfstand erfolgen. Grundsätzlich sind die Messungen nur an betriebswarmen Motoren zulässig.

Gemessen werden die Absorptionskoeffizienten in m^{-1} bei Leerlauf nach der Beschleunigungsphase. Die Messungen gelten als stabil, wenn vier aufeinander folgende Werte innerhalb einer Streubreite $\leqq \pm 0{,}25\ m^{-1}$ liegen und diese Werte keine abnehmende Folge bilden. Danach wird aus den Meßwerten der gültige Mittelwert errechnet. Für Motoren mit Luftladevorrichtung gelten dabei ergänzende Sondervorschriften.

Für die Serienprüfung wird ein Fahrzeug als Stichprobe entnommen. An diesem nicht eingefahrenen Fahrzeug wird die Prüfung nach der freien Beschleunigung durchgeführt. Sie gilt als bestanden, wenn der Absorptionstypprüfwert um nicht mehr als $0{,}5\ m^{-1}$ überschritten wird. Bei Nichtbestehen muß dann ein eingefahrenes Fahrzeug die Prüfung bei der Einstellung „Drehzahlpunkte auf der Vollastkurve" bestehen.

In den USA werden Fahrzeuge mit Dieselmotoren in gleicher Weise wie bei benzinbetriebenen Fahrzeugen in drei Klassen unterteilt:

I. Leichte Dieselfahrzeuge bis 6000 lbs (etwa 2,7 t) zulässiges Gesamtgewicht, bzw. höchstens zur Beförderung von 12 Personen zugelassen,
II. Diesel-Kleinlastkraftwagen bis 6000 lbs,
III. Dieselmotoren für Schwerlastfahrzeuge größer als 6000 lbs zulässiges Gesamtgewicht, bzw. für den Transport von mehr als 12 Personen.

Das Prüfverfahren für Fahrzeuge der Klassen I und II zur Ermittlung der Emissionswerte (4000 Meilen) bzw. zur Ermittlung der Dauerlaufwerte (50000 Meilen) ist *identisch* mit jenen für PKW mit Ottomotoren (s. Abschn. 11) mit einer Ausnahme: Unter Verwendung des CVS-Entnahmesystems wird an einem proportionalen Anteil des verdünnten Abgases eine kontinuierliche Analyse der Kohlenwasserstoffe durchgeführt. Der dabei verwendete FID besitzt ein besonderes Heizungssystem (180 °C−200 °C), um in der Sammelleitung, im Filter usw. die Kondensation von HC zu verhindern.

Nur für die Klasse III (schwere Kraftfahrzeuge) sind sowohl die sichtbehindernden Stoffe (Rauchgase) als auch HC, CO und NO_x

begrenzt, wobei als Typ- und Serienprüfung Prüfstandsläufe auf Motorenprüfständen vorgeschrieben sind.

132 Fahrzyklen

In Europa werden bei der Versuchsart mit stabilisierten Drehzahlen mehrere Absorptionsmessungen vorgenommen; dabei ist der obere Bezugspunkt die Vollast (Höchstleistungsdrehzahl), der untere Bezugspunkt entweder 45% dieser Höchstleistungsdrehzahl oder 1000 U/min. Zwischen diesen beiden Punkten müssen gleichmäßig sechs Meßpunkte verteilt werden. Bei jeder dieser Drehzahlen darf ein vorgegebener Absorptionskoeffizient nicht überschritten werden.

Die Messungen erfolgen unter bestimmten Umweltbedingungen, die durch einen Meßfaktor F definiert sind. Der Faktor errechnet sich aus der Absoluttemperatur T und dem Atmosphärendruck H gemäß:

$$F = \left(\frac{750}{H}\right)^{0,65} \left(\frac{T}{298}\right)^{0,5}.$$

Dieser Faktor muß innerhalb vorgegebener Grenzen bleiben:

$$0,98 \leqq F \leqq 1,02.$$

Bei der freien Beschleunigung – zweite Versuchsart – wird in der Leerlaufeinstellung des Getriebes das Gaspedal schnell durchgetreten, um die max. Fördermenge der Einspritzpumpe zu erreichen. In dieser Position wird verharrt bis die Höchstdrehzahl erreicht und der Regler eingeschaltet ist. Dieser Vorgang soll sechsmal durchgeführt werden, um das Abgassystem des Motors zu reinigen und um das Absorptionsmeßgerät einstellen zu können. (Bei Messungen auf einem Motorprüfstand läuft der Vorgang ganz ähnlich bei abgekuppelter Bremse ab.)

Die beiden Versuchsarten sind nicht unumstritten. Zwar ist die Methode der Prüfung der Lichtabsorption bei stationären Betriebsbedingungen (Prüfung auf der Vollastkurve) anerkannt, die Messung der größten Lichtabsorption bei freier Beschleunigung des Motors vom Leerlauf bis zur Abregeldrehzahl in der Praxis jedoch unbefriedigend. Das Verhalten beider Methoden kann genau entgegengesetzt sein. Dann ist eine Erfüllung beider Forderungen nicht immer möglich.

In den USA gibt es den Fahrzyklus zur Ermittlung der Rauchgasabsorption und einen zur Ermittlung der Massenemissionen von HC, CO und NO_x.

Für die Rauchgasabsorptionsmessung wird der Motor auf einem Motorprüfstand einer Folge von bestimmten Motorbelastungen ausgesetzt. Im wesentlichen handelt es sich dabei um drei Versuchsfolgen, denen eine Vorkonditionierungsphase vorausgeht, bei der der Motor in einen betriebswarmen Zustand gebracht wird. Nach der Betriebs-

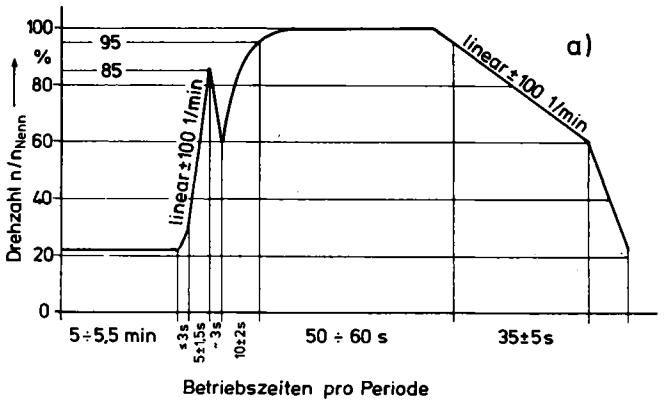


Bild 23a) US-Fahrzyklus für schwere dieselbetriebene Kraftfahrzeuge zur Messung der Absoprtion von Rauchgasen (US Federal Smoke Cycle; Motor auf Motorprüfstand).

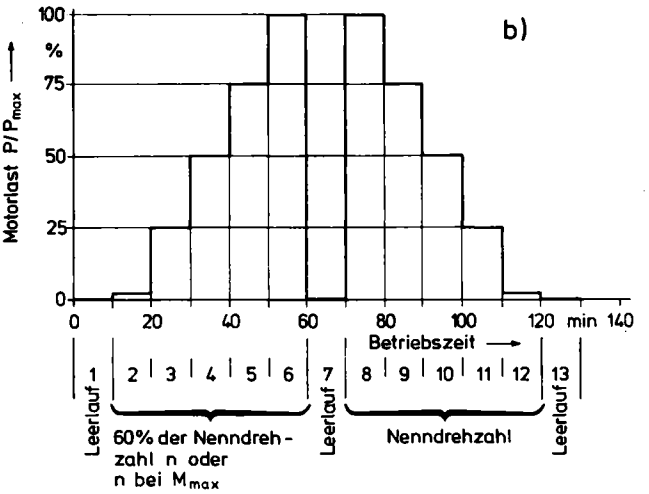


Bild 23b) US-Testzyklus mit 13 Stufen für schwere Kraftfahrzeuge mit Dieselmotoren und für Emissionsmessungen (Motor auf Motorprüfstand). (Darstellungen nach Dr. Hühn, KHD).
Nach der ersten Stufe werden bei mittlerer Drehzahl bis Stufe 6 nacheinander folgende Lastpunkte angefahren: 20%, 25%, 75%, Vollast. Die Stufe 8 entspricht der Nennleistung. In den Stufen 9 bis 12 wird bei Nenndrehzahl die Last nacheinander auf folgende Werte vermindert: 75%, 50%, 25%, 20%.

art Leerlauf ist dann ein Beschleunigungs- und Verzögerungsbetrieb durchzuführen (Bild 23a)).

Zur Ermittlung der Massenemissionen werden bestimmte Lastzustände und Drehzahlen vorgegeben (Bild 23b)). Nur bestimmte Phasen werden ausgewertet und bewertet.

In Anlehnung an die Abgasprüfverfahren für Ottomotoren wird zwischen Prüfungen zur Bestimmung der Emissionstestwerte und solchen zur Bestimmung der Dauertestwerte unterschieden. Die Beschreibung dieses Meßverfahrens sowie des Verfahrens zur Bestimmung der Einlaß- und Auslaßströmung, die zur Berechnung der Massenemissionen benötigt werden, sind der Literatur zu entnehmen [36, 37, 38].

133 Verfahren zur Absorptionsmessung

Das Meßprinzip der Geräte zur Absorptionsmessung (Opazimeter oder Rauchtrübungsmesser oder Lichtundurchlässigkeitsmesser genannt) basiert auf dem Lambert-Beer'schen Gesetz:

$$\frac{J}{J_0} = e^{-k \cdot x}$$

J = Intensität des durchgelassenen Lichtes,
J_0 = Intensität des eingestrahlten Lichtes,
k = Absorptionskoeffizient in m^{-1},
x = Länge der durchstrahlen Probe.

Die Schwächung des Lichtes erfolgt hier durch Dieselabgase, z. B. durch Rußteilchen. Dabei müssen als Voraussetzung gelten:

Gleichmäßige Verteilung der Rußpartikel im Meßvolumen sowie paralleles Licht von Sender zu Empfänger.

Bezugsgröße ist der sog. Nennstrom (Nenndurchfluß) G in Liter/sec, der aus dem Hubraum V und der Drehzahl n berechnet wird. Bei

Zweitaktmotoren: $G = \frac{V \cdot n}{60}$; bei Viertaktmotoren $G = \frac{V \cdot n}{120}$ [35].

Als Randbedingungen bei der Anwendung dieses Meßprinzipes auf Dieselabgase müssen jedoch auch gasdynamische Gesetze berücksichtigt werden. Daher ist der Druck in der Meßkammer festgelegt. Er darf nicht mehr als 73,5 mbar vom Umgebungsdruck abweichen. Außerdem beziehen sich die angegebenen Absorptionskoeffizienten auf eine Temperatur t von 100° C. Auf diesen Wert muß dann korrigiert werden. Bei abnehmendem Luftdruck muß mit ansteigenden Absorptionswerten gerechnet werden [39]. Zulässig ist eine Abgastemperatur von 60° C – 120° C, damit der im Abgas vorhandene Wasserdampf noch nicht kondensiert und eventuell vorhandener unverbrannter Kraftstoff (Blaurauch) mit erfaßt wird. Früher waren die Einheiten bei der

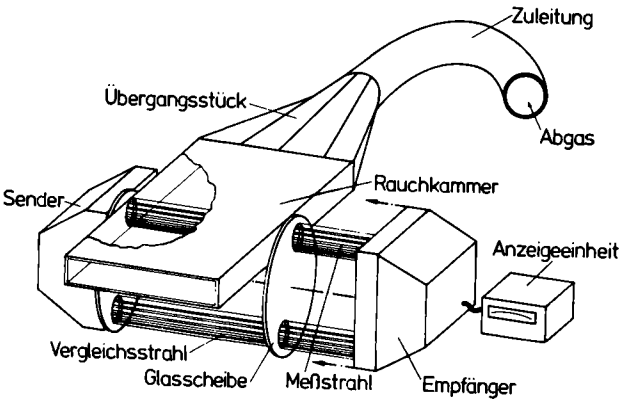


Bild 24. Funktionsprinzip des Opazimeters (Firma Bosch).
Die durch die Zuleitung strömenden Dieselabgase (Teilstrom) werden gleichmäßig in die Rauchkammer eingeblassen. Quer durch diesen Abgasstrom läuft der Meßstrahl.
Der Ein- bzw. Austritt des parallelen Lichtes (Meßstrahl) wird durch besondere Fenster in der Kammerwand ermöglicht, vor denen rotierende Glasscheiben laufen, um eine Verschmutzung durch Rußteilchen zu verringern. Die Verschmutzung schwächt dennoch den Meßstrahl ab.
Diese Abschwächung wird durch einen Vergleichsstrahl ausgeglichen, der durch die rotierenden Scheiben läuft.
Mit steigender Verschmutzung sinkt auch die Intensität des Vergleichsstrahles. Nach Unterschreiten eines Grenzwertes werden Gasflammen gezündet, die den auf den Scheibenoberflächen niedergeschlagenen Ruß abbrennen.

Messung gerätespezifisch [36], das wird bei Geräten nach Bild 24 vermieden [40].

Die Mehrzahl der Hersteller von Dieselmotoren ist z. Z. noch mit älteren Meßgeräten ausgerüstet. Das ist erlaubt [35], wenn die Korrelation des Gerätes nachgewiesen wird. Aus der Literatur ist aber bekannt [41], daß die Korrelation problematisch ist.

2 Methoden der Fahrzeugsicherheit

21 Unfallmindernde, unfallvorbeugende Sicherheit

Das Automobil ist ein Teil des Systems Mensch – Fahrzeug – Umwelt. Der Automobilentwickler kann nur auf einen Teil des Regelkreises – das Fahrzeug – unter Berücksichtigung der Parameter Mensch und Umwelt einwirken.

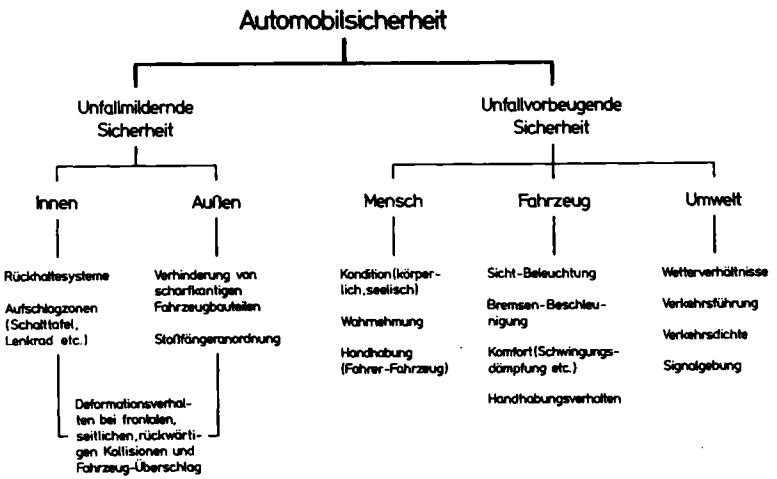


Bild 25. Gliederung des Gebietes Automobilsicherheit [42].

Man unterscheidet die Gebiete der unfallmildernden und der unfallvorbeugenden Maßnahmen (Bild 25).

22 Prüfungen zur unfallmildernden Sicherheit

Bei einem Unfall kann das Fahrzeug aus allen Richtungen Kollisionen ausgesetzt sein (Bild 26). Entsprechende Prüfungen befassen sich mit der Widerstandsfähigkeit und dem Energieaufnahmevermögen der Fahrzeugstruktur und mit dem Bewegungsablauf der Fahrzeuginsassen und seinen Folgen.

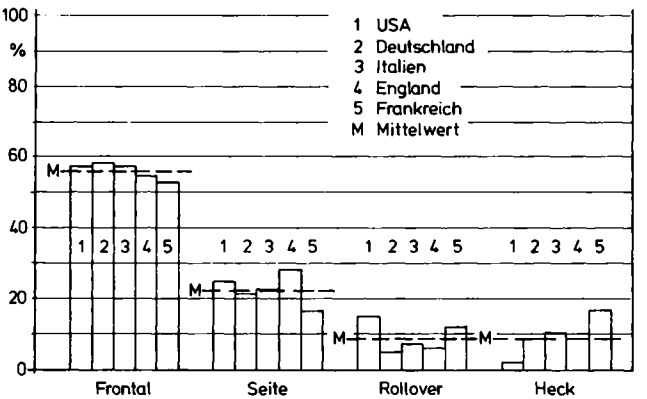


Bild 26. Prozentuale Verteilung der Unfallarten mit Personenschäden [42].

221 Statische Karosserieprüfungen

221.1 Energieaufnahme der Frontstruktur

Im frühen Stadium der Prototypenentwicklung wird ein Vorderwagen mit Anschlußteilen zum Fahrzeugboden auf einer Spannplatte aufgespannt und mit einer Druckplatte frontal quasistatisch zusammengedrückt. Als Meßgrößen dienen der Deformationsweg (am Stempel mittels Wegpotentiometer gemessen) und die Deformationskraft (zwischen Stempel und Druckplatte mittels Kraftmeßdose gemessen).

Bei diesen Versuchen können die in den Karrosserieholmen auftretenden Normalkräfte und Biegemomente ermittelt werden. Dazu werden in ausgewählten Holmquerschnitten mit Dehnungsmeßstreifen die Dehnungen gemessen, aus denen dann über die Spannungsverteilung Normalkraft und Biegemoment im betrachteten Querschnitt berechnet werden [43].

Die statischen Versuche können jedoch nur Tendenzen aufzeigen, sie sind kein Ersatz für Versuche zum dynamischen Verhalten der Struktur im Kollisionsfall, bei dem höhere Verformungsgeschwindigkeiten auftreten [149].

Bild 27. Türeindrückversuch

221.2 Seitentürfestigkeit

Zur Überprüfung der Seitentürfestigkeit, einschließlich der Türscharniere und Schlösser, wird ein Halbzylinder (Radius 150 mm, Unterkante 127 mm über dem Türschweller) gegen die Tür gedrückt (Bild 27). Deformationskraft bzw. -weg werden mittels Kraftmeßdose bzw. mit Potentiometer am Seilzug des Stempels gemessen und der Kraft-Weg-Verlauf auf einem x-y-Schreiber registriert.

221.3 Dachfestigkeit

Entsprechend [44] wird eine geneigte ebene Stahlplatte (5° um die Fahrzeugquerachse nach vorn und 25° um die Fahrzeuglängsachse zur Seite) gegen die linke oder rechte Dachecke der Karosserie gedrückt (Bild 28). Die Kraft (F) und der Deformationsweg (s) werden gemessen und als F (s) registriert.

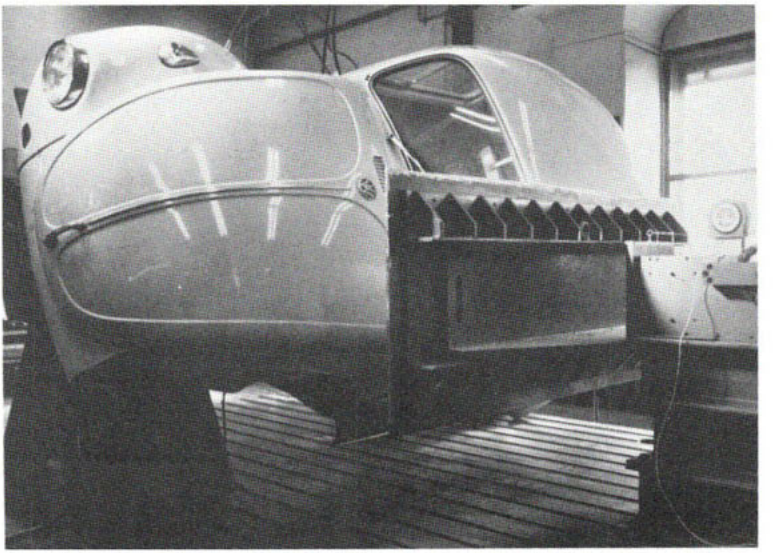


Bild 28. Dacheindrückung

221.4 Zugvorrichtung

Für die beschriebenen statischen bzw. quasistatischen Versuche kann z. B. eine hydraulische Zugvorrichtung eingesetzt werden.

Mehrere Hydraulikzylinder können mit konstanten Vorgaben für Kraft K (0−5000 kp), Weg s (800 mm) oder Geschwindigkeit v

(10 – 80 mm/sec) betrieben werden. Ihre Wirkungsrichtung kann dabei durch Rollen und Stahlbänder den jeweiligen Versuchen entsprechend umgelenkt werden. Für die Regelungsart Kraft K ist eine besondere Betriebsart möglich, die es gestattet, die Funktion $K = f(t)$ vorzugeben. Dabei werden K, v und s gemessen.

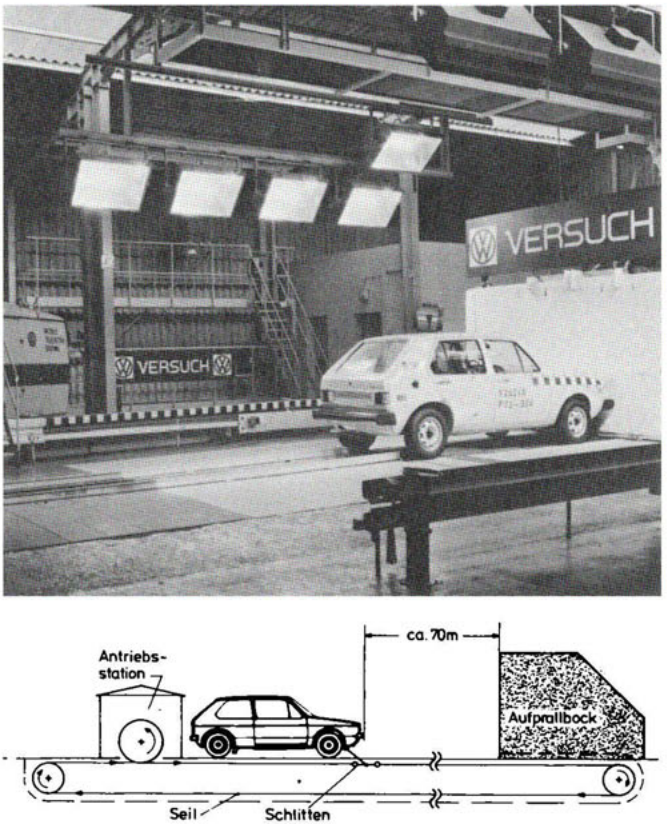


Bild 29. Aufprallanlage, Prinzip und Teilansicht.
Auf einer etwa 7 m breiten und etwa 150 m langen asphaltierten Bahn sind Führungsschienen für einen Schlitten (Mitnehmer) verlegt. Dieser Mitnehmer wird über Seilzug angetrieben. Das Fahrzeug ist über eine Klauenkupplung damit verbunden. Kurz vor der Barriere wird das Fahrzeug ausgeklinkt.
Mit dieser Schleppanlage können Fahrzeuge bis zu einem Gesamtgewicht von 2 Mp auf 6 – 80 km/h beschleunigt werden; die Sollgeschwindigkeit läßt sich dabei durch eine Regeleinheit auf + 0,8 km/h konstant halten. Die maximale Anlaufstrecke beträgt 150 m, die maximale Zugkraft 1,5 Mp.

222 Simulation von Fahrzeugaufprall und Insassenbewegung

222.1 Aufprallanlage

Zur Simulation eines Aufpralls wird ein Fahrzeug mit definierter Geschwindigkeit auf vorgegebener Bahn gegen ein feststehendes Hindernis gefahren (Barriere, Pfahl, stehendes Fahrzeug) [45]. Während

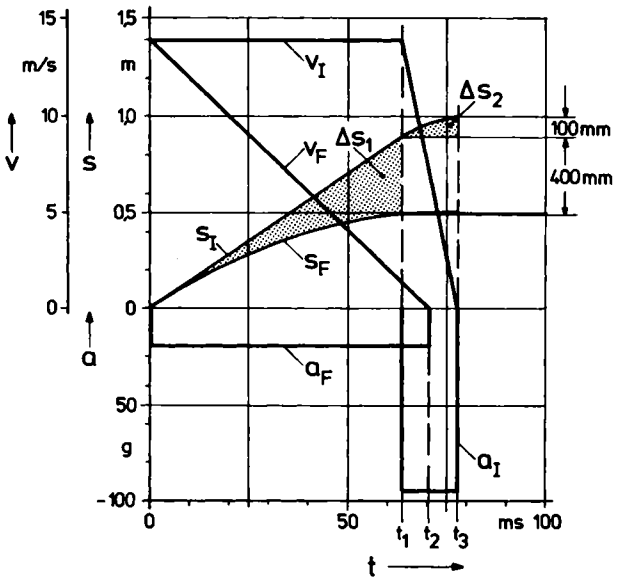


Bild 30. Idealisierter Bewegungsablauf eines Fahrzeugs v_F sowie eines unangeschnallten Fahrzeuginsassen ($v_I - v_F$).
Das Fahrzeug trifft mit einer konstanten Geschwindigkeit v_I auf ein feststehendes Hindernis auf. Der Einfachheit halber wird eine konstante Verzögerung a_F angenommen. Während das Fahrzeug in der Zeit t_2 bis zum Stillstand verzögert wird und dafür einen bestimmten Weg s_F (t_2) benötigt, bewegt sich der unangeschnallte Insasse mit der Anfangsgeschwindigkeit weiter, bis er zum Zeitpunkt t_1 den freien Raum Δs_1 überwunden hat und mit hoher Geschwindigkeit $\Delta v = v_I - v_F$ auf die vor ihm liegenden Fahrzeugteile aufprallt. Durch die Verformung dieser Teile wird er ebenfalls abgebremst, wobei wegen des nur sehr geringen verfügbaren Verformungsweges Δs_2 sehr hohe Beschleunigungen a_I auf ihn einwirken.
Der Bremsweg s_F (t_2) ist durch die Knautschzone der Karosserie gegeben, die konstruktiv so ausgelegt wird, daß sie die kinetische Energie des Fahrzeugs beim Aufprall während des Abbremsvorgangs als Verformungsarbeit aufnimmt.
Rückhaltesysteme sind notwendig, damit der Insasse an der Verzögerung des Fahrzeugs teilnimmt. Dann werden die auf ihn einwirkenden Beschleunigungen entsprechend verringert.

des Aufpralls wird der Bewegungsablauf des Fahrzeugs, der Fahrzeugteile sowie von Puppen (Insassensimulation) verfolgt. Außerdem werden Verformungen und Beschleunigungen gemessen.

Eine dafür benutzte Anlage mit Windenantrieb zeigt Bild 29 [42]. Andere Anlagen sind mit Linearmotorantrieb ausgerüstet [46, 47], einfachere Anlagen beruhen auf dem Antriebsprinzip des Fallgewichtes [48].

Der idealisierte Bewegungsablauf eines Fahrzeugs sowie eines unangeschnallten Fahrzeuginsassen bei einem Frontalaufprall ist als Beispiel in Bild 30 erläutert.

222.2 Horizontalschlitten

Bei den Versuchen an der Aufprallanlage werden die Fahrzeuge und Fahrzeugteile im allgemeinen zerstört. Wenn es nur darum geht, das

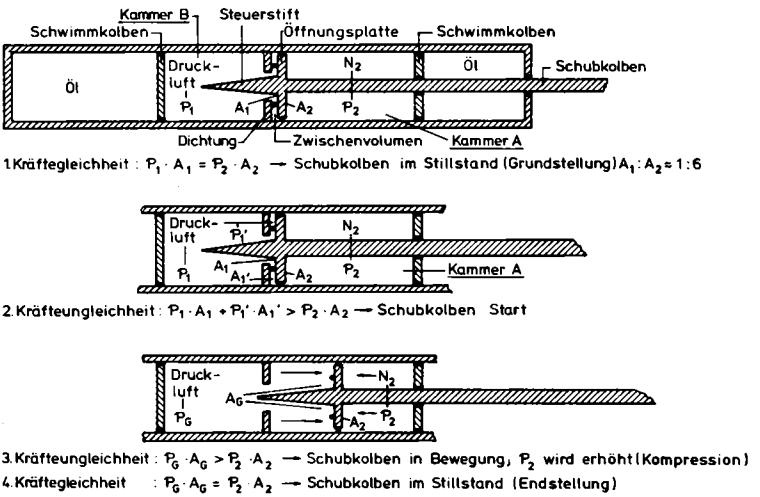


Bild 31. Wirkungsweise des Antriebs eines Horizontalschlittens.
Die Kammer A wird mit Stickstoff auf einen bestimmten Druck geladen. Dann wird die Kammer B im umgekehrten Verhältnis der Querschnittsflächen mit Druckluft aufgeladen (etwa 6facher Druck gegenüber Kammer A). Das Zwischenvolumen hat noch Atmosphärendruck. Dann wird auf das Zwischenvolumen ein plötzlicher Druckstoß gegeben, so daß sich der Schubkolben von der Öffnungsplatte löst. Damit wirkt der höhere Druck von Kammer B momentan auf eine größere Fläche (Öffnungsplatte) und beschleunigt so den Schubkolben in Kammer A hinein. Die Form des Steuerstiftes bestimmt den Beschleunigungsverlauf

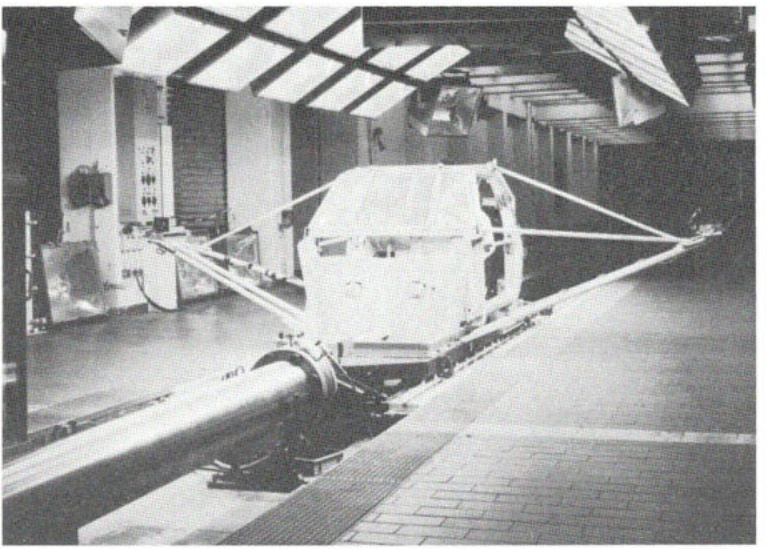


Bild 32. Teilansicht eines Beschleunigungsschlittens (Hersteller: Firma BENDIX) mit Versuchsaufbau. Maximale Zuladung 2,5 Mp. Beschleunigung z. B. bei 500 kp Zuladung halbsinusförmig 50 g.

Verhalten von Bauteilen oder Insassen zu untersuchen, benutzt man Horizontalschlittenanlagen, die eine zerstörungsfreie Prüfung zulassen. Beispielsweise kann die Insassenbewegung unter Verwendung von Versuchspuppen gut simuliert werden. Von den drei gebräuchlichen verschiedenen Arten:

a) Verzögerungsschlitten [48],

b) Verzögerungs-Beschleunigungsschlitten [49],

c) Beschleunigungsschlitten [50],

wird der letztere am häufigsten verwendet.

Bei einem Beschleunigungsschlitten befindet sich der Schlitten mit der darauf befestigten Karosserie in Ruhelage und wird dann entgegen der Fahrzeugrichtung beschleunigt, wobei der Beschleunigungsverlauf gezielt verändert werden kann. Der Beschleunigungsverlauf kann z. B. so eingestellt werden, daß er dem tatsächlichen Verzögerungsverlauf während eines frontalen Barriereaufpralls entspricht. Der Antrieb erfolgt durch Druckluft (Bild 31). Eine Teilansicht zeigt Bild 32.

222.3 Versuchspuppen, Kopfmodell, Torso

Der lebende Mensch kann nicht bis in seine Grenzbereiche hinein belastet werden. Daher werden für die Versuche anthropometrische Versuchspuppen als Meßeinrichtung benutzt. In [51] ist die Bauweise und die Verhaltensweise bei dynamischen Versuchen genau spezifiziert. Die am häufigsten benutzte Puppe ist ein sog. 50%-Mann (Bild 33).

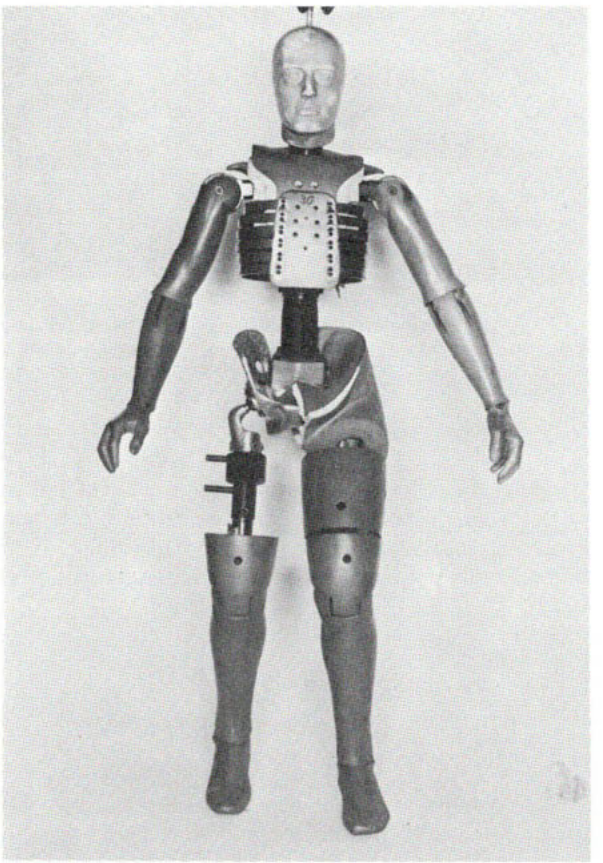


Bild 33. Ansicht einer 50%-Mann-Puppe.
Nachgebildet wird der gesamte menschliche Körper mit den Hauptgruppen: Kopf, Nacken, Brustkorb, Wirbelsäule, Becken sowie Armen und Beinen. Fleisch und Gewebe sind durch Schaumstoff nachgebildet und mit einer Kunststoffhaut überzogen.

Als Beurteilungsmaßstäbe für die Gefährdung des Menschen beim Aufprall hat man sog. Verletzungskriterien definiert (Bild 34).

Für die Simulation eines Kopfaufschlages auf Schalttafel und Sitzlehnen wird ein geeignetes Kopfmodell [52, 53] verwandt (Bild 35). Kriterium ist hier die auftretende Verzögerung als Funktion der Zeit. Als Grenzwert ist das 80-fache der Erdbeschleunigung festgelegt unter Vernachlässigung von Spitzen mit weniger als 3 Millisekunden Dauer.

Ein ähnliches Kopfmodell, jedoch mit mehrfachen Lederschichten überzogen, benutzt man für Aufschlagversuche gegen die Windschutzscheibe zur Beurteilung von Schnittverletzungen [54].

Die Wirkung des Lenkrades beim Aufprall des unangeschnallten Insassen wird mit einem Körperblock (Torso) [55, 56, 57] geprüft.

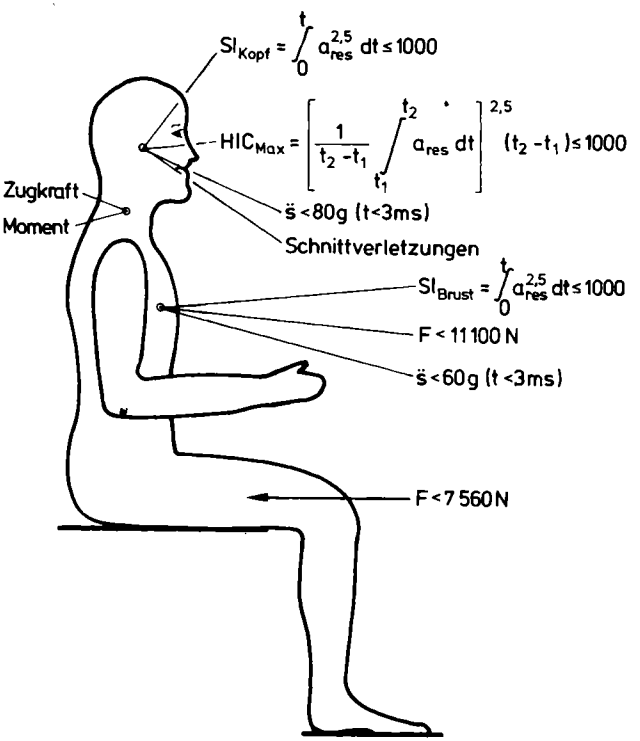


Bild 34. Verletzungskriterien.
a_{res} ist die resultierende Beschleunigung, ermittelt aus Beschleunigungswerten in x-, y-, z-Richtung, die am angedeuteten Ort gemessen werden, $\ddot{s}$ ist die Beschleunigung in Fahrtrichtung, F ist die Kraft.

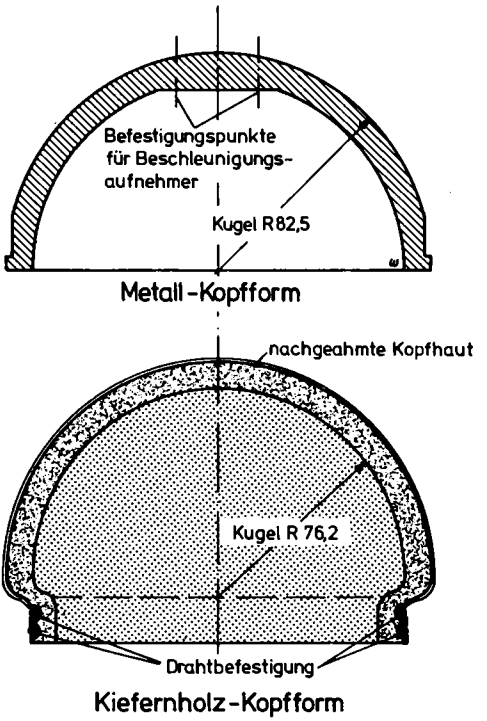


Bild 35. Kopfmodell für die Aufschlagsimulation, z.B. Kopf auf Schalttafel.

Kriterien sind beim Aufschlag eines Körperblocks mit der Masse 10 kg die Reaktionskraft der Lenkanalage und die Flächenpressung des Körperblocks.

223 Meßaufnehmer, Meßanlagen

223.1 Hochfrequente Filmkameras

Zur Registrierung und späteren quantitativen Auswertung von geometrischen Veränderungen am Fahrzeug bzw. auch an Fahrzeugteilen sowie zur Beurteilung des Insassenverhaltens (Puppenbewegung) werden bei den Simulationsprüfungen hauptsächlich hochfrequente Filmkameras eingesetzt. Mit Bildgeschwindigkeiten bis zu mehreren tausend Bildern pro Sekunde werden die Vorgänge zeitlich hoch aufgelöst (Bild 36a) bis 36d)).

Spezielle Kameras sind beschleunigungsfest ausgelegt, so daß sie fest am Schlitten oder Fahrzeug befestigt werden können. Filmauf-

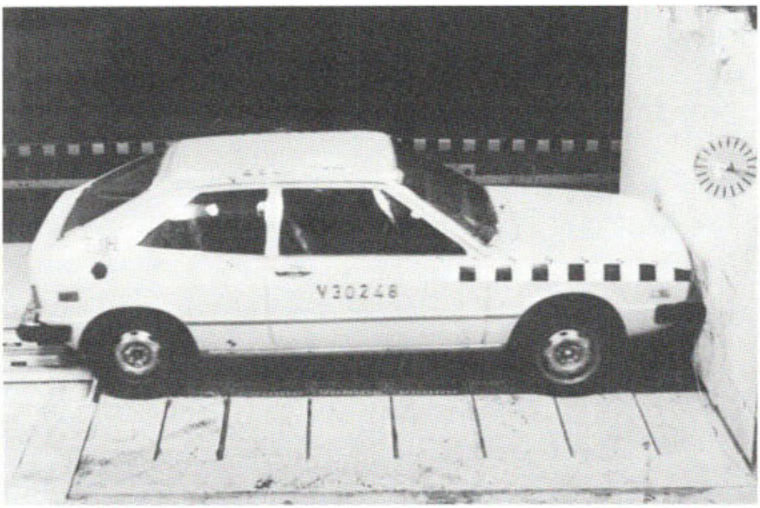


Bild 36a)

Bilder 36a) bis 36d) Zeitstudie eines Barriereaufpralls mit 1000 Bildern pro Sekunde aufgenommen.

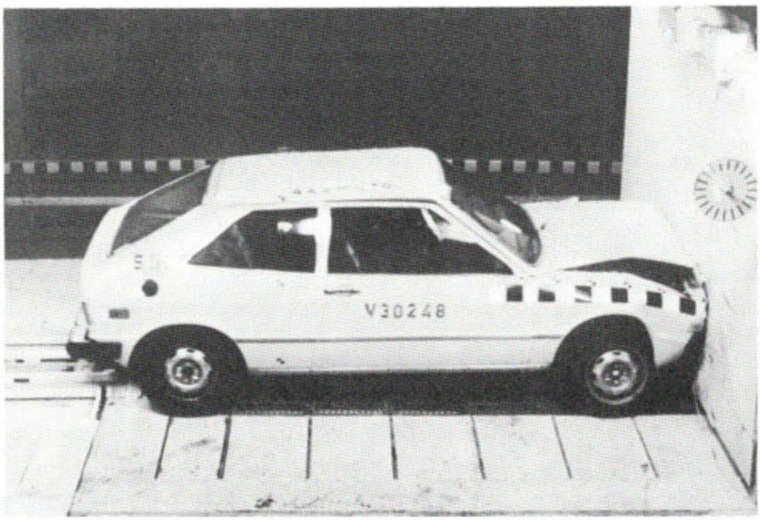


Bild 36b)

Bild 36c)

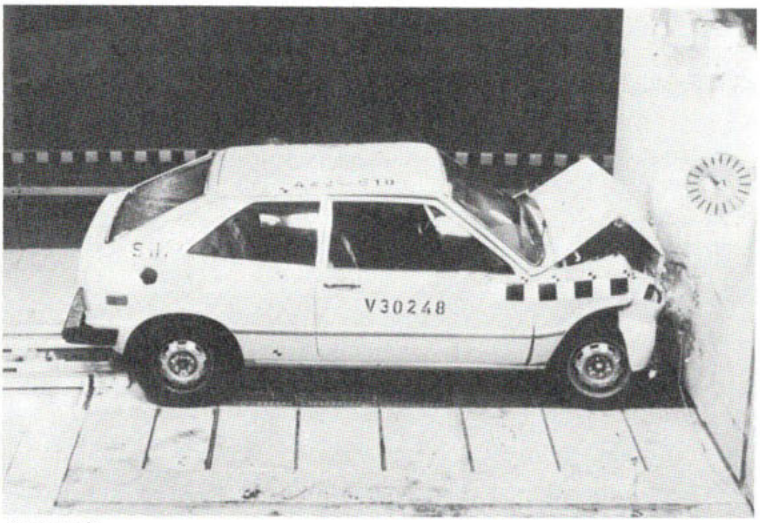


Bild 36d)

nahmen lassen sich so von allen Seiten und auch im Fahrzeuginnern machen (Bild 37).

Der interessierende Zeitraum für das Filmen bei einem 50 km/h-Wandaufprall beträgt nur weniger als 250 Millisekunden.

Ausgewertet werden die Filme mit Hilfe von Schrittbildprojektoren.

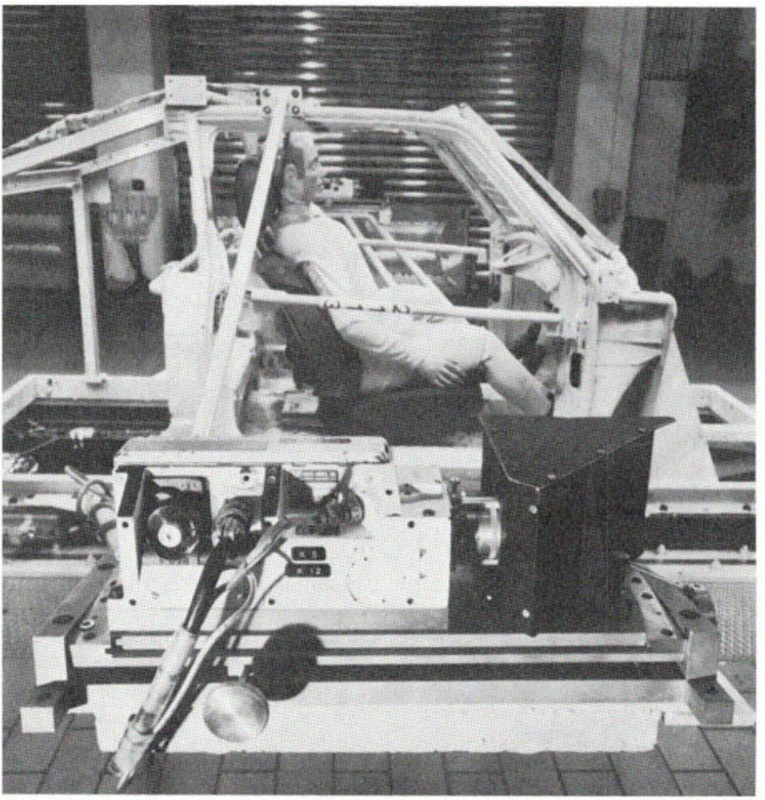


Bild 37. Am Schlitten montierte Hochfrequenzkamera (PHOTO-SONICS). Die Bewegung der Puppen wird über einen Spiegel (rechts unten im Bild) aufgenommen.

223.2 Beschleunigungs- und Kraftaufnehmer

Einige der Verletzungskriterien basieren auf der Messung der Beschleunigungen. Auch der Bewegungsablauf des Fahrzeuges läßt sich über die Messung der Beschleunigung im Inertialsystem des Fahrzeugs verfolgen.

Zur Messung der Beschleunigung werden seismische Aufnehmer auf der Basis von Dehnungsmeßstreifen (z. B. piezorestive) verwendet.

Die Beschleunigungsaufnehmer können an verschiedenen Stellen des Fahrzeugs, z. B. am Rahmentunnel, angebracht werden. Die

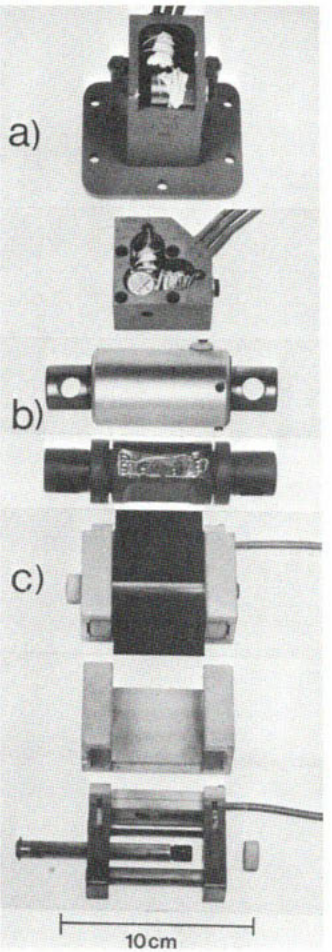


Bild 38a), b), c)
a) Dreiaxiale Anordnung von Beschleunigungsaufnehmern für Messungen an Puppen.
Die in einer Achse beschleunigungsempfindlichen Aufnehmer sind senkrecht zueinander so montiert, daß der Schnittpunkt der empfindlichen Achsen im Schwerpunkt des entsprechenden Körperteils liegt [58].
b) Elemente zur Messung von Kniekräften an Puppen. Montage im Oberschenkel. DMS-Geber.
c) Das Element mit DMS (oben im montierten Zustand) wird durch Zugkräfte am Gurtband auf Biegung beansprucht, die ein Maß für die im Gurtband wirksame Kraft ist.

Eigenfrequenz des montierten Systems muß mindestens das dreifache der höchsten Meßfrequenz betragen.

Zur Messung der Beschleunigungen an Kopf, Brust und Becken von Puppen werden Beschleunigungsaufnehmer in einer dreiaxialen Anordnung montiert (Bild 38a)).

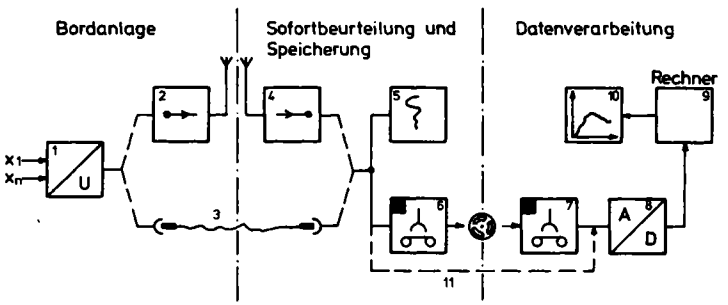
Kraftmessungen erfolgen z. B. am Hals und im Oberschenkel (Bild 38b)) der Puppen sowie am Sicherheitsgurt (Bild 38c)), mit Elementen, die mit Dehnungsmeßstreifen versehen sind.

224 Meßdatenerfassung und -Verarbeitung

Die Beschleunigungen und Kräfte sind in ihrem zeitlichen Verlauf über Zeiträume bis zu etwa 250 ms zu registrieren. Bei Unfallsimulation sind häufig 40 bis 60 Signale gleichzeitig zu erfassen. Entsprechende Datenerfassungssysteme haben folgende Anforderungen zu erfüllen:

1. Flexibilität in der Anpassung der Zahl der Meßkanäle und ihrer Eigenschaften an den jeweiligen Versuch,
2. Hohe Zuverlässigkeit und Stabilität bei äußerst rauhen Einsatzbedingungen.
3. Einfache Bedienbarkeit,
4. Unempfindlichkeit der Fahrzeugmeßanlage gegenüber Stoßbeschleunigungen bis zu 200 g und mehr,
5. Möglichkeit zur schnellen Beurteilung einiger charakteristischer Meßgrößen,
6. Kurze Durchlaufzeiten bis zur Vorlage der ausgewerteten Versuchsergebnisse.

Zur Erfüllung dieser Anforderungen können für die Signalerfassung und -aufbereitung Gleichspannungstechnik, für die Übertragung Frequenzmultiplex, Zeitmultiplextechnik oder Parallelübertragung verwendet werden.



1 Meßgrößenumformer und Signalaufbereitung
2 Telemetrie-Sender
4 Telemetrieempfänger
5 Analog-Schreiber zur Sofortbeurteilung
6 Analog-Magnetbandgerät zur Datenzwischenspeicherung
7 Analog-Magnetbandgerät zur Datenwiedergabe
8 Analog-Digital-Umsetzer
9 Digitalrechner
10 Plotter
11 On-line-Verbindung

Bild 39. Meßdatenerfassung und -verarbeitung bei Auffahrversuchen.

Zur Datenübertragung vom Versuchsträger zur Empfangsstation verwendet man Schleppkabel oder eine drahtlose Fernübertragung. Die Parallelübertragung einzelner Signale über Kabel ist nur bei geringer Anzahl vorteilhaft. Bei sehr vielen Meßgrößen sind die Multiplexverfahren besser geeignet, die auch die Voraussetzung für eine technisch und kostenmäßig günstigere Übertragung sind [59, 60]. Zur Sofort-Beurteilung werden einige charakteristische Größen als Funktion der Zeit direkt auf Analogschreiber registriert. Parallel erfolgt die Zwischenspeicherung aller Daten auf Magnetband.

Die Weiterverarbeitung geschieht mittels elektronischer Rechenanlagen. Für kompliziertere Auswertungen, z. B. für die Berechnung der Verletzungskriterien, werden Digitalrechner verwendet. Größere Datenerfassungsanlagen ermöglichen eine on-line Verarbeitung. Die Ergebnisse werden z. B. über Plotter ausgegeben. Das Prinzip einer Anlage zeigt Bild 39. Bild 40 zeigt als Beispiel die Bordanlage eines Frequenzmultiplexsystems, eingebaut in ein Fahrzeug.

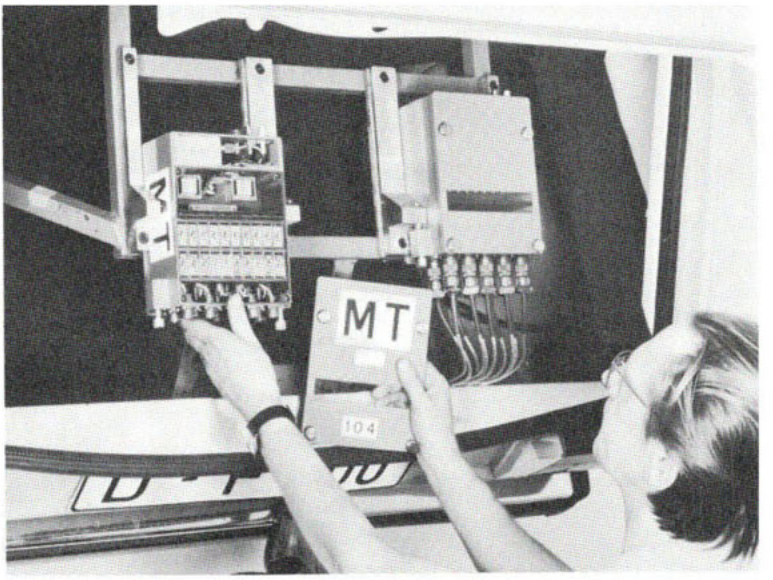


Bild 40. Eingebaute Frequenzmultiplexeinheiten für je 10 Meßkanäle in beschleunigungsfester Ausführung mit Vorverstärkern und Spannungsversorgungsmodul für jeden Meßgrößenaufnehmer. Man erkennt auch den H-F-Sender (links oben im aufgeklappten Gehäuse), darunter die Unterträgeroszillatoren.

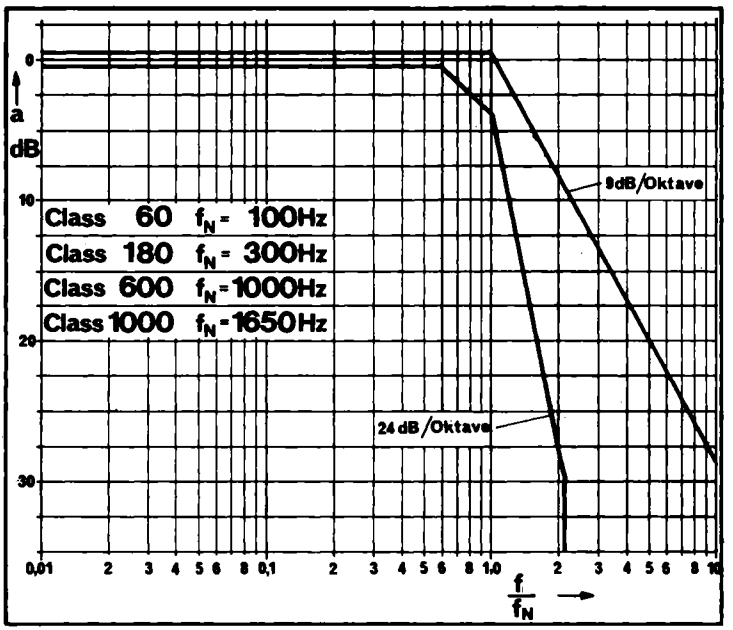


Bild 41. Kanalklassen nach SAE J 211.
Für den Verlauf des Frequenzganges wird ein Toleranzband angegeben, mit dem auch der zulässige Meßfehler festgelegt ist. Die Angaben gelten für die vollständige Meßkette vom Aufnehmer bis zur Ausgabe.

Die Übertragungseigenschaften der Meßkanäle sind durch Normen vorgeschrieben [61, 62].

Bild 41 zeigt den Verlauf des Frequenzganges für die verschiedenen Kanalklassen. Die Zuordnung verschiedener Meßstellen zu den Kanalklassen ist folgende:

Meßstelle	Kanalklasse
Beschleunigung der Fahrzeugstruktur bei	
Vergleichen von kompletten Fahrzeugen,	60
Simulation von Kollision, Beschleunigungsverlauf	
(z. B. bei Schlittenanlagen),	60
Komponenten-Untersuchungen,	600
Integration zu Geschwindigkeit und Weg.	180
Aufprallkräfte an der Barriere	60
Gurtkräfte	60
Insassen	
Kopfbeschleunigung,	1000
Brustbeschleunigung,	180
Oberschenkelkräfte.	600

23 Prüfungen zur unfallvorbeugenden Sicherheit

In dem Regelkreis Mensch – Fahrzeug – Umwelt stellt der Mensch als Regler das am schwersten beschreibbare Element dar. Es ist bis heute noch nicht in genügendem Maße bekannt, welche der Informationen, die der Fahrer mit Hilfe seiner Sinnesorgane aufnimmt, er zur sicheren Fahrspurhaltung verarbeitet. Das Informationsangebot hängt außerdem stark von der jeweiligen Situation ab, Störeinflüsse sind vorhanden. Deutlich wird dies auf dem Gebiet der Fahrzeughandhabungseigenschaften für das noch keine vom Gesetzgeber vorgeschriebenen Prüfverfahren existieren. Man hat deshalb mehr die Größen definiert, deren Absolut- bzw. Ist-Werte erfaßbar sind [42]. Dazu gehören: Sicht [63]; Beleuchtung [64, 65]; Bremsen [66, 67]; Reifen [68, 69], Komfort und Schwingungen [70]; Geräusch [71] und Klima [72].

Ermittelt werden z. B. das Beschleunigungsvermögen [73] (unter Verwendung eines fünften Rades), das Bremsverhalten [66] (Messung von Verzögerung, Bremsweg, Pedalkraft, Druck im Hauptzylinder, Bremsbelagtemperatur) oder das Seitenwindverhalten (aerodynamische Versuche im Windkanal und Vorbeifahrt an einer Seitenwindanlage z. B. bei Messung der Gierwinkelgeschwindigkeit mit einem Kreisel zur Berechnung der seitlichen Abweichung).

Darüber hinaus gibt es spezielle Versuche wie folgt.

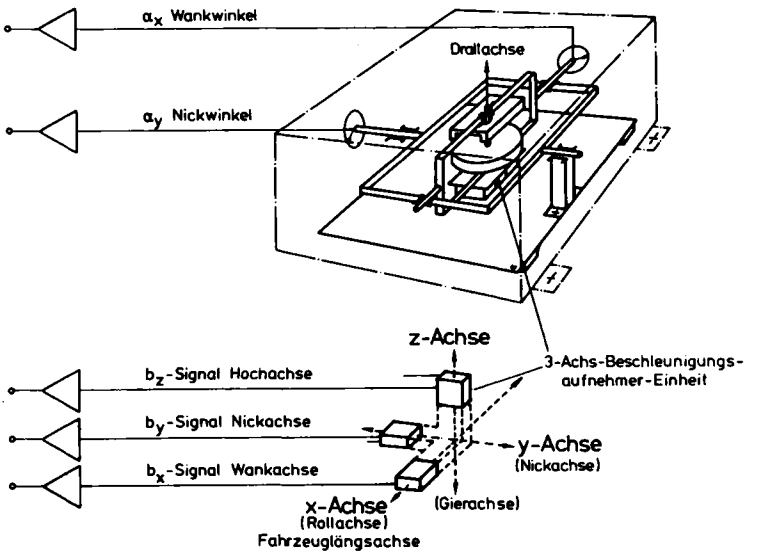


Bild 42. Lenkradwinkelpotentiometer.
Die Lenkraddrehung wird über Zahnräder auf ein Potentiometer bzw. auf einen Tachogenerator übertragen und so Drehwinkel und Drehgeschwindigkeit erfaßt.

231 Kreisfahrt

Der sog. Kreisfahrtest ist ein Verfahren zur Beurteilung des stationären Lenkverhaltens. Dieser wird mit unterschiedlichen Parametern angewendet. Das Fahrzeug wird dazu auf einem Kreis mit vorgewähltem Radius gefahren, wobei die Geschwindigkeit stufenweise oder kontinuierlich erhöht wird. Als Meßgrößen werden verwendet:

Lenkradwinkel, Schwimmwinkel, Rollwinkel, Gierwinkelgeschwindigkeit und Querbeschleunigung. In der Regel werden der Lenkradwinkel, der Rollwinkel und der Schwimmwinkel als Funktion der Querbeschleunigung aufgetragen und bewertet.

Bild 43. Stabilisierte 3-Achs-Plattform. Funktionsschema.
Ein zweifach kardanisch aufgehängter Kreisel stabilisiert eine Referenzplattform für einen 3-achsigen Beschleunigungsaufnehmer. An der Aufhängung der kardanischen Rahmen werden direkt Roll- und Nickwinkel erfaßt.

Als Meßvorrichtungen dienen Lenkradwinkelpotentiometer (Bild 42), Lichtschranke, Beschleunigungsaufnehmer auf einer stabilisierten Plattform (Prinzip in Bild 43). Zur Messung von instationären Schwimm- und Schräglaufwinkeln ist kürzlich ein korrelationsoptisches Verfahren bekanntgeworden [74].

232 Instationäres Gierverhalten

Bei einer Geradeausfahrt mit den Fahrgeschwindigkeiten von z. B. 40 km/h und 112 km/h wird die Lenkung derartig eingeschlagen, daß eine Querbeschleunigung von 0,4 g aufgebaut wird. Die Geschwindigkeit der Lenkradwinkeländerung soll hierbei größer als etwa 500°/sec sein.

Gemessen werden Lenkradwinkel, Lenkradwinkelgeschwindigkeit, Fahrzeuggeschwindigkeit, die Querbeschleunigung, der Rollwinkel, die Gierwinkelgeschwindigkeit.

Als Meßvorrichtung dienen stabilisierte Plattform, Drehpotentiometer für den Lenkradwinkel und Tachogenerator zur Bestimmung der Lenkradwinkelgeschwindigkeit, ein fünftes Rad zur Bestimmung der Geschwindigkeit des Fahrzeugs und ein Giergeschwindigkeitskreisel.

233 Bremsen in der Kurve

Die Spurtreue von verschiedenen Fahrzeugen beim Bremsen in der Kurve ist eine wichtige Größe. Im Rahmen des sog. Experimentier-Sicherheits-Fahrzeuges [75] wurde z. B. folgender Test vorgeschlagen: Fahrt auf einem Kreis von 108 Meter Radius, Fahrgeschwindigkeit so, daß sich eine Querbeschleunigung von 0,3 g ergibt (das entspricht $v = 64$ km/h). Bei einer Abbremsung von 0,63 g darf eine Fahrbahnbreite von 3,66 Metern nicht verlassen werden. Lenkradkorrekturen bis zu Lenkradwinkeln von 180° und Verstellgeschwindigkeiten bis 500° pro Sekunde sind möglich. Ein Blockieren der Räder darf nicht vorkommen.

Meßgrößen sind Fahrgeschwindigkeit, Querbeschleunigung, Längsverzögerung und Lenkradwinkel; Meßvorrichtungen sind fünftes Rad, stabilisierte Plattform, Lenkradwinkel-Potentiometer.

234 Ferngesteuerter PKW

Für Versuche im Grenzbereich, z. B. Prüfen der Überschlagsneigung, können ferngesteuerte Fahrzeuge verwendet werden, wobei sich auch aus dem Fahrzeug Meßsignale übertragen lassen.

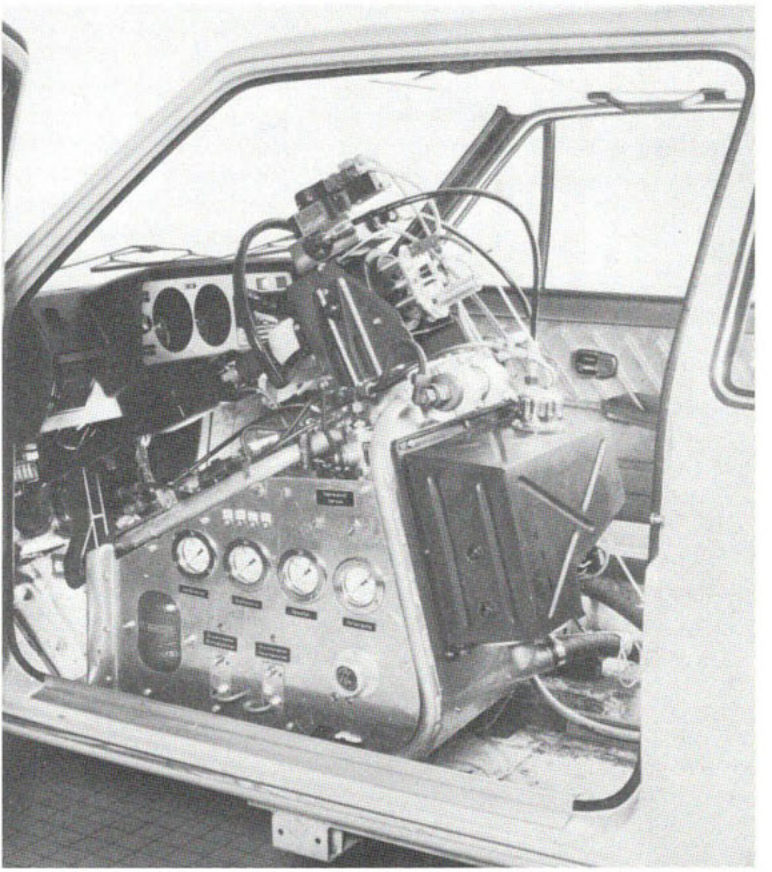


Bild 44. Programmierbare Fahrmaschine.

Beschleunigungs- (Gaspedal), Verzögerungs- (Bremse) und Lenkmanöver (Lenkservo) werden drahtlos von einem Kommandostand aus durch einen Programmgeber gesteuert.

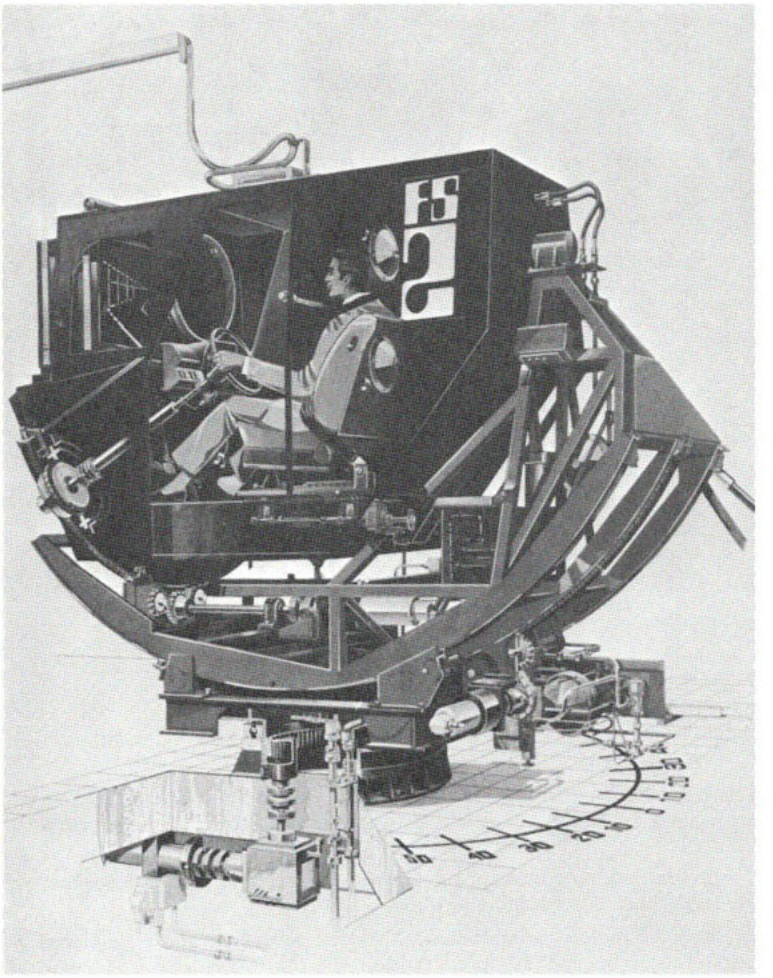
Das Gewicht beträgt, entsprechend dem des Durchschnittfahrers, etwa 75 kp. Schnelles Ein- und Ausbauen in bzw. aus unterschiedlichen Fahrzeugen ist möglich.

Vorprogrammierte Fahrmanöver können bei extremer Reproduzierbarkeit der Stellgrößen durchgeführt werden.

Die Zeitverläufe der Stellgrößen sind beliebig einstellbar und ohne Genauigkeitsverlust beliebig häufig wiederholbar.

Bekanntgeworden sind:
- Steuerung von einem mitfahrenden Fahrzeug aus [76],
- Steuerung von einem mitfliegenden Hubschrauber aus [76],
- Steuerung über Leitkabel, die auf der Straße verlegt sind [77],
- Steuerung bei Überwachung eines aus dem Fahrzeug drahtlos übertragenen Fernsehbildes von einem Kommandostand aus [78],
- Steuerung einer programmierbaren Fahrmaschine, drahtlos von einem Kommandostand aus [79] (Bild 44).

235 Fahrzeug-Simulatoren



Für theoretische Überlegungen und Berechnungen eignen sich vor allem Fahrsimulatoren, da mit deren Hilfe auch das Verhalten von untrainierten Fahrern in kritischen Fahrsituationen gefahrlos untersucht werden kann [80, 81]. Einen solchen Simulator zeigt Bild 45.

Das Fahrzeugverhalten kann damit bis in den Grenzbereich hinein abgebildet werden. Insbesondere wird das nichtlinerare Verhalten der Reifen abhängig von Schräglaufwinkel, Radlast und Umfangskraft erfaßt.

Durch Verändern der Potentiometer- oder Funktionsgeneratoreinstellungen des Fahrzeugmodells können beliebige Fahrzeugparameter wie z. B. Gewicht, Schwerpunktlage, Lenkübersetzung, Reifencharakteristik schnell und voneinander unabhängig verändert werden.

3 Akustische Verfahren

31 Geräuschentstehung, Luftschall, Körperschall

Das Gesamtgeräusch eines Fahrzeugs ergibt sich aus dem Zusammenwirken vieler einzelner Schallquellen. Die wichtigsten sind: Triebwerk, Rollvorgang, Fahrtwind. Zur Systematik der Geräuschquellen mit Hinweisen für die Trennung und Bestimmung ihrer Anteile gibt es eine VDI-Richtlinie [82].

Die Hauptschallquelle eines Kraftfahrzeuges ist der Motor. Dieser strahlt auf verschiedene Weise Schall- bzw. Schwingungsenergie ab (Bild 46).

Bild 45. Fahrsimulator
Die aus Gewichtsgründen einsitzig gehaltene Fahrerkabine ist um alle drei Raumachsen drehbar gelagert. Die Drehachsen laufen sämtlich ungefähr durch den Kopf des Fahrers und damit durch den Sitz seiner Gleichgewichtsorgane. Die Drehbewegung zur Beschleunigung und Verzögerung erfolgt durch stellungsangesteuerte Hydraulikantriebe. Ein viertes Hydrauliksystem verursacht Vertikalbewegungen des Fahrersitzes und kann so die Einflüsse von Fahrbahnunebenheiten simulieren.
Die Fahrerkabine enthält alle üblichen Anzeige- und Bedienelemente – von Schalt- auf Automatikgetriebe kann schnell umgerüstet werden. Darüber hinaus vermitteln ein Fersehmonitor mit Kollimatorlinse ein synthetisches Straßenbild, ein quadrophones Lautsprechersystem Geräuschinformationen und ein Torquemotor das jeweilige Lenkmoment.
Die Signale, die den Simulator über die Ansteuerelektronik kontrollieren, werden aus den Fahreraktionen kontinuierlich und zeitrichtig in einer Großrechenanlage ermittelt. Diese Analogrechenanlage besteht aus drei Konsolen eines 100-V-Rechnersystems SS100 der Firma Hybrid Systems mit etwa 300 Operationsverstärkern, etwa 320 Potentiometern und etwa 150 nichtlinearen Komponenten [80].

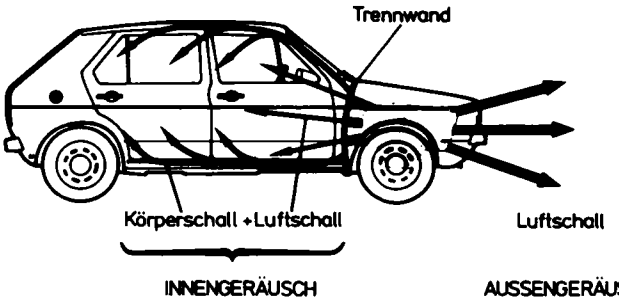


Bild 46. Prinzip der Luft- und Körperschallabstrahlung vom Motor.
Ein Anteil ist der *Körperschall.* Er entsteht dadurch, daß Schwingungsenergie des Motors über die Motorlagerung oder andere Körperschallbrücken in die tragende Konstruktion und in die Begrenzungsflächen des Fahrzeugs eintritt, sich darin fortpflanzt und von dort aus als sekundärer Luftschall abgestrahlt wird. Dieser wirkt sich vor allem als tieffrequenter Innengeräuschanteil aus. Der zweite Anteil ist der *Luftschall.* Dieser entsteht entweder direkt (z. B. als Ansaug-, Abgas,- Kühler/Lüftergeräusch) oder indirekt durch die Schallabstrahlung von Teilflächen des Motors und an ihm befestigter Bauteile. Der Luftschall breitet sich einerseits im Fahrzeug selbst aus (Innengeräusch), andererseits tritt er nach außen (Außengeräusch).

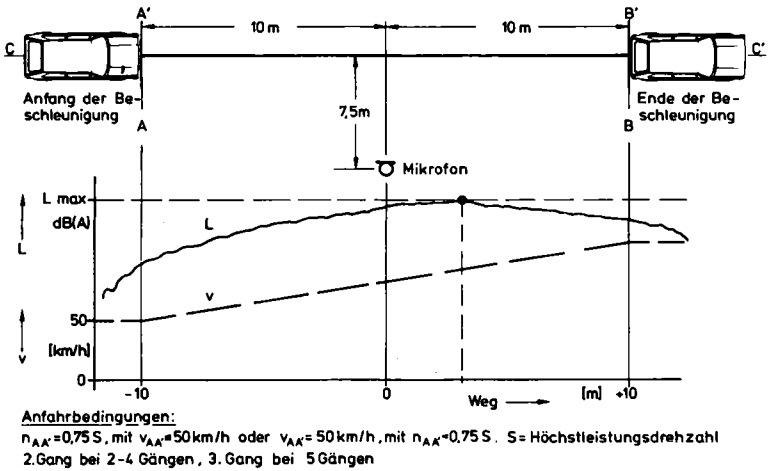


Bild 47. Außengeräuschmessung (beschleunigte Vorbeifahrt) nach ISO R 362. Zusätzlich ist unten im Bild der Verlauf des angezeigten Geräuschpegels L und der Momentangeschwindigkeit v über dem Weg entlang der Meßstrecke dargestellt.

32 Außengeräuschmessung

321 Fahrtmessungen

Im allgemeinen wird das „Außengeräusch" in der beschleunigten Vorbeifahrt gemessen [83, 84]. Eine Ausnahme ist die Standgeräuschmessung der Schweiz. Die Korrelation zwischen den so gewonnenen Meßwerten und dem realen Verkehrsgeräusch ist jedoch ungenügend. Daher werden – vor allem im Zusammenhang mit beabsichtigten Grenzwertabsenkungen – zahlreiche alternative Verfahren diskutiert, die meistens mehrere Betriebszustände berücksichtigen [85].

Über die gesetzlich vorgeschriebene Messung mit einem Schallpegelmesser hinaus ist es für systematische Untersuchungen oft zweck-

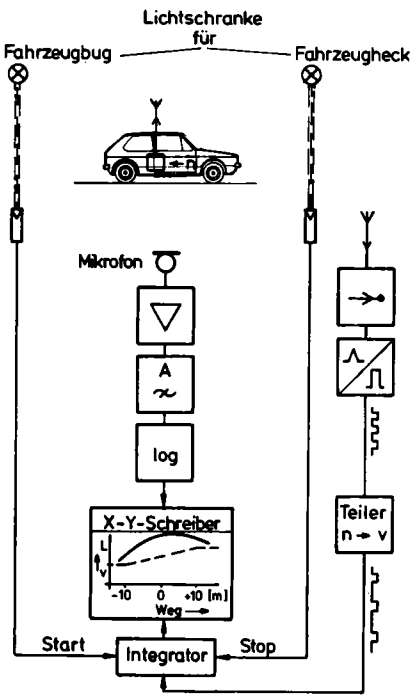


Bild 48. Anordnung für die Geräusch- und Geschwindigkeitsaufzeichnung entlang der Meßstrecke nach ISO R 362.
Die Motor- (oder ein Vielfaches der Rad-) Drehzahl wird drahtlos übertragen. Sie dient nach Impulsformung und Integration als Signal für den momentanen Ort des Fahrzeuges. Anfangs- und Endsteuerung erfolgen durch Lichtschranken.

mäßig, Geräusch und Drehzahl oder Fahrgeschwindigkeit während der Vorbeifahrt als Funktion des Ortes (Weges) wie in Bild 47 aufzuzeichnen. Das Meßprinzip zeigt Bild 48.

322 Nahfeldmessungen

Für die Überprüfung von im Verkehr befindlichen Fahrzeugen an Ort und Stelle sind die Vorbeifahrtmessungen ungeeignet, da sie spezielle Meßstrecken und geringe Umgebungsgeräusche erfordern. Daher wird zur Zeit national und international eine Nahfeldmeßmethode entwickelt, die das Auspuff- und möglichst auch das Motorgeräusch bei geringem Meßaufwand zu kontrollieren gestattet [86, 87].

33 Innengeräuschmessung

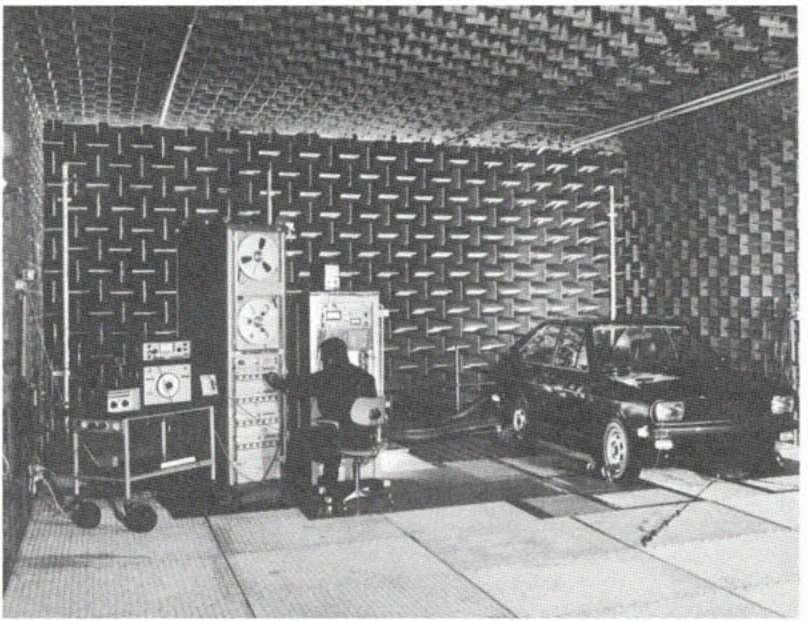
Innengeräusche kann man bei definierter Fahrt auf glatter, ebener Straße messen [71]. Dazu fährt man in vorgegebenem Gang im Zug (mit Teil- oder Vollastbeschleunigung) bzw. im Schub den Betriebsdrehzahlbereich kontinuierlich durch und zeichnet das dabei entstehende Geräusch auf Magnetband (oder durch Direktanalyse) auf.

Gewisse Vorteile (Vermeidung von Windgeräusch, definiertes Rollgeräusch, festem Meßgeräteaufbau) bietet die Messung in einem reflexionsarmen Raum mit Rollenprüfstand (Bild 49). Störungen durch Reflexionen von Wand und Decke werden so vermieden; der Boden kann je nach Aufgabenstellung auch reflektierend ausgeführt sein.

Grundlage für Innengeräuschstudien – vor allem an Prototypen – ist die Trennung des Innengeräusches in Körper- und Luftschall, denn für eine wirksame Geräuschminderung muß man zunächst Geräuschquellen und Ausbreitungswege kennen (Bild 50).

34 Messung der Luftschallabstrahlung des Motors

Um die Schallabstrahlung des Motors zu messen, verwendet man zweckmäßigerweise einen Hallraum (Bild 51). Technische Daten von Hallräumen: siehe [88]; Rahmen-Meßvorschriften: siehe [89]. Oberhalb des Dreifachen der unteren Grenzfrequenz ist das Schallfeld weitgehend homogen, so daß die Messung an einem einzigen Mikrofonort ausreichend repräsentativ ist. Eine Messung in einem nicht halligen Raum würde wegen der gerichteten Abstrahlung von den einzelnen Teilschallquellen mehrere Mikrofonorte mit entsprechend komplizierterer Auswertung erfordern (Hüllflächen-Verfahren [90].



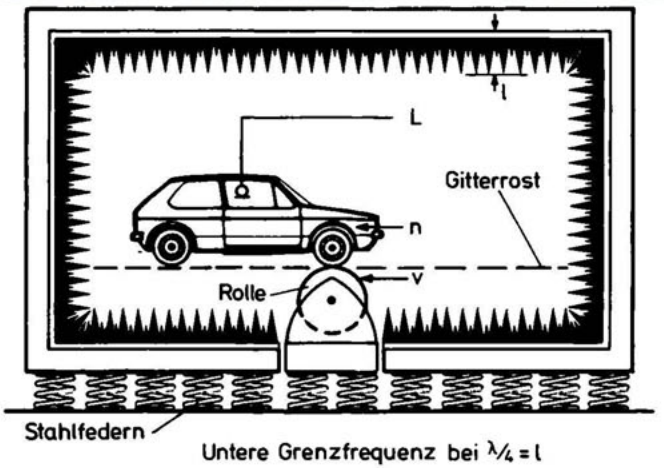


Bild 49. a) u. b) Reflexionsarmer Raum mit Rollenprüfstand, Prinzip und praktische Ausführung.
Raum und Prüfstand sind schwingungsisoliert auf Federn angeordnet; die Begrenzungsflächen des Raumes sind mit absorbierendem Material ausgekleidet; die Dicke der Auskleidung bestimmt die untere Grenzfrequenz.
(Gemessen werden z. B. Luftschallpegel L im Fahrgastraum. Motordrehzahl n, Fahrgeschwindigkeit v).

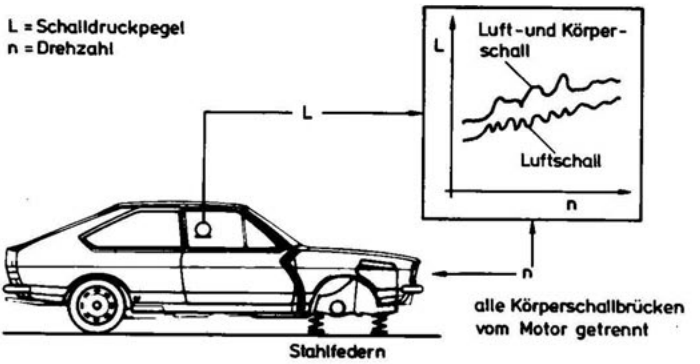


Bild 50. Trennung von Körperschall- und Luftschallanteil.

Der Motor wird schrittweise und alternierend in seinen Verbindungen vom Aufbau getennt; in der letzten Stufe steht er auf Federn an seinem Platz, jedoch ohne Verbindung mit dem Fahrzeug (Luftschallausbreitung allein). In den verschiedenen Abrüstzuständen zeichnet man das Innengeräusch L bei ohne Last laufendem Motor als Funktion der Drehzahl n auf.

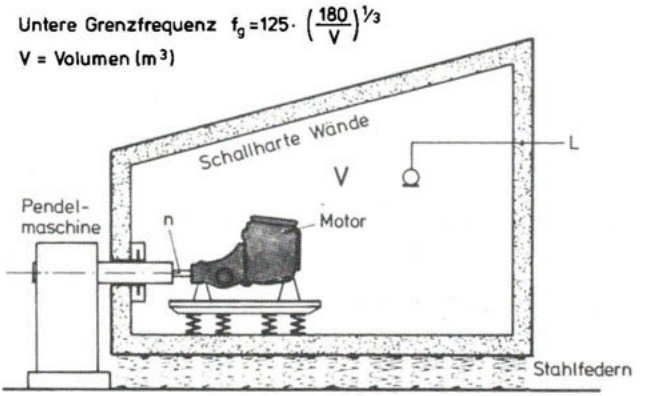


Bild 51. Hallraum mit Motorprüfstand als Prinzip.

Der Raum ist schwingungsisoliert auf Federn aufgestellt. Die Begrenzungsflächen haben gut reflektierende Oberflächen und sind zueinander schiefwinklig angeordnet. Diffusoren aus Plexiglas (hier nicht gezeigt) verbessern die Gleichmäßigkeit der Schallverteilung. Der Motor läuft in Eigen- oder Fremdantrieb oder wird schrittweise abgerüstet. Gemessen werden Luftschallpegel L und Motordrehzahl n.

35 Messung der Motorschwingungen

Hängt man das komplette Antriebsaggregat in einem Stahlrohrgestell an Federn weich auf (Bild 52), so kann man an den Lagerpunkten die Schwingungen messen, wie sie im Einbauzustand die Gummimetalllager der Motorlagerung beaufschlagen. Der Motor wird ohne Last bei langsam gleitender Drehzahl betrieben.

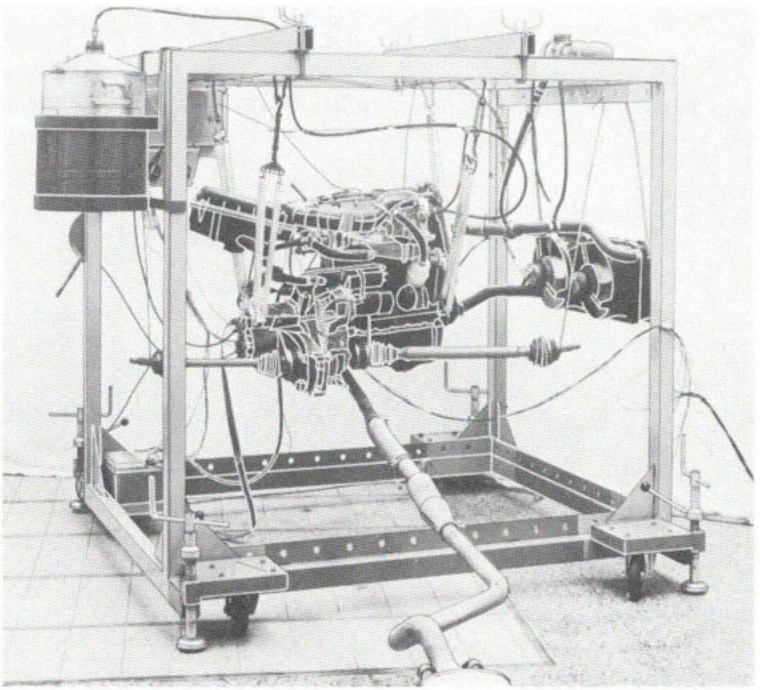


Bild 52. Aufhängung des Triebwerkes, entkoppelt für Frequenzen größer gleich 3 Hz.
Praktische Ausführung des Aufnahmegestells für Triebwerk mit Kraftstoffbehälter, Kühler, Startelektrik und Kontrollinstrumenten.

36 Geräusch- und Schwingungsanalyse

Die folgenden Anordnungen dienen zur Analyse und Aufzeichnung der Meßwerte nach verschiedenen Kriterien. Im Prinzip sind die gleichen Aufbauten für Luftschall wie für Schwingungen zu verwenden; dabei sind die Grenzfrequenzen und die erreichbare Dynamik der jeweiligen Aufgabe anzupassen.

361 Geräuschpegel über Drehzahl

In den meisten Fällen reicht bereits eine kontinuierliche Aufzeichnung des linearen und A-bewerteten Schallpegels [91, 92] über der Drehzahl (oder Fahrgeschwindigkeit) aus. Um näheren Aufschluß über die Zusammensetzung des Geräusches zu erhalten, kann man in gleicher Weise Oktav- oder Terzpegel aufzeichnen. Diese Anordnung ist besonders gut geeignet, um Resonanzstellen aufzufinden und deren Frequenz und Stärken zu registrieren. Die Analyse erfolgt für die einzelnen Oktaven oder Bewertungen zeitlich hintereinander Bild 53).

Mit Hilfe von handelsüblichen „Echtzeitanalysatoren" (z. B. von der Firma Bruel und Kjaer) kann die spektrale Verteilung von Geräuschen auch als Momentanspektrum auf einem Bildschirm sichtbar gemacht und zu beliebigem Zeitpunkt gespeichert werden (Bild 54).

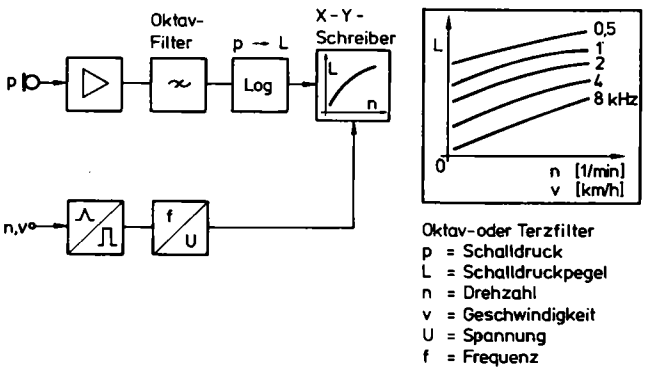


Bild 53. Schaltschema für die Aufzeichnung der Oktav- oder Terzpegel über der Motoredrehzahl oder Fahrgeschwindigkeit.
Die Kurvenschar (rechts) wird durch mehrmaliges Analysieren mit verschiedenen Filtern gewonnen.

362 Ordnungsanalyse

Manche Geräuschereignisse sind durch feste Zahlenverhältnisse einander zugeordnet; z. B. ist die Grundfrequenz von Zahneingriffstönen gleich der Zähnezahl auf einer Welle, multipliziert mit deren Drehfrequenz. Um aus einem kontinuierlich veränderlichen Gesamtgeräusch denjenigen Anteil herauszufinden, der einer vorgegebenen Ordnung (z. B. der Zähnezahl) entspricht, verwendet man die in Bild 55 gezeigte Meßanordnung; siehe auch [93, 94].

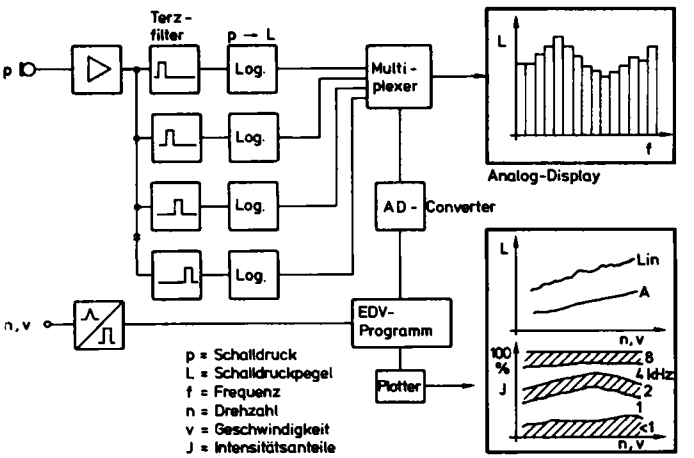


Bild 54. Spektralanalyse mit dem Echtzeit-Terzanalysator.
Die Analyse erfolgt für alle Terzfilter gleichzeitig. Das Ergebnis erscheint auf einem Monitor. Es kann gespeichert oder auf x-y-Schreiber übertragen werden. Unter Verwendung des Digitalausganges dieser Geräte kann man auch elektronische Rechner mit Plotter nachschalten, die z. B. Terz- oder Oktavpegel oder daraus berechnete Größen über einer Leitgröße (z. B. Drehzahl, Geschwindigkeit) aufzeichnen. Diese Art der Auswertung ist bei entsprechender Programmierung für den Vergleich vieler ähnlicher Schallvorgänge (z. B. mit Mittelwert- oder Differenzbildung) besonders geeignet. Hier ist als Beispiel (rechts im Bild) ein Klangbilddiagramm gezeigt, das die prozentualen Intensitätsanteile für die verschiedenen Frequenzen als Funktion der Drehzahl wiedergibt.

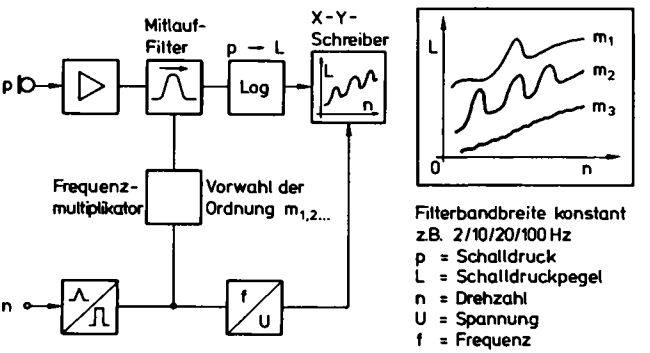


Bild 55. Analyse nach Ordnungen über der Drehzahl.
Das Diagramm stellt den Geräuschpegel bei der m-ten Harmonischen des Drehzahlsignals dar (m ist digital vorwählbar). Das Mitlauffilter wird bei Drehzahländerungen automatisch auf die jeweilige Frequenz der gewählten Ordnung nachgestimmt. Die zur Filterabstimmung erforderliche Steuerfrequenz wird von Impulsen, die der Drehzahl proportional sind, abgeleitet.

363 Schwingungsformanalyse

Zur Untersuchung der dynamischen Bewegung von räumlichen Gebilden, z. B. Kfz.-Triebwerken, verwendet man z. B. den Aufbau gemäß Bild 52. Die Analyse gemäß Bild 56 liefert das Schwingungsverhalten je eines Punktes nach Betrag und Phase, jeweils verglichen mit einem bestimmten Bezugspunkt.

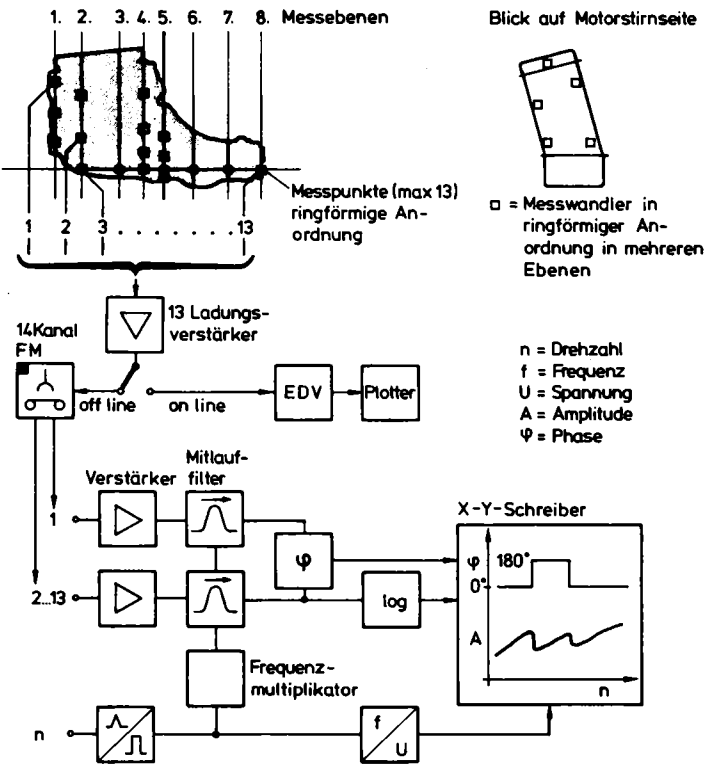


Bild 56. Schwingungsformanalyse an einem Triebwerk.
Die örtliche Beschleunigung wird mit zahlreichen Beschleunigungsaufnehmern (1, 2 ... 13) gleichzeitig auf Magnetband registriert und weiterverarbeitet oder on-line mit einen Prozeßrechner erfaßt. Bei gleichmäßiger Verteilung der Beschleunigungsaufnehmer über die Länge des Triebwerkes erhält man eine einfache Pegel/Phasenanalyse. Setzt man die Aufnehmer ringförmig in mehreren Ebenen an, so kann man für diese Ebenen die Translations- und Rotationsanteile als Vektoren sowie den jeweiligen Schwingungsmittelpunkt bei vorgegebenen Drehzahlen berechnen.

37 Impedanz und mechanisch-akustische Übertragungsfunktion

Die Karosseriestruktur ist eine komplexe Anordnung von räumlich verteilter Steifigkeit und Masse. Ihre mechanische Eingangsimpedanz (Bild 57), gemessen als Funktion der Frequenz, besitzt Maxima und

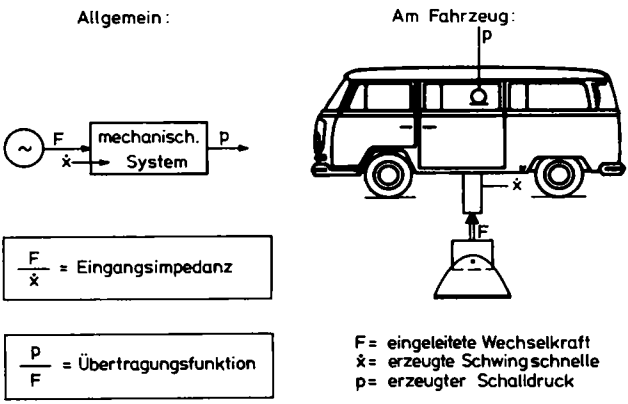


Bild 57. Meßprinzip für Impedanz und Übertragungsfunktion.

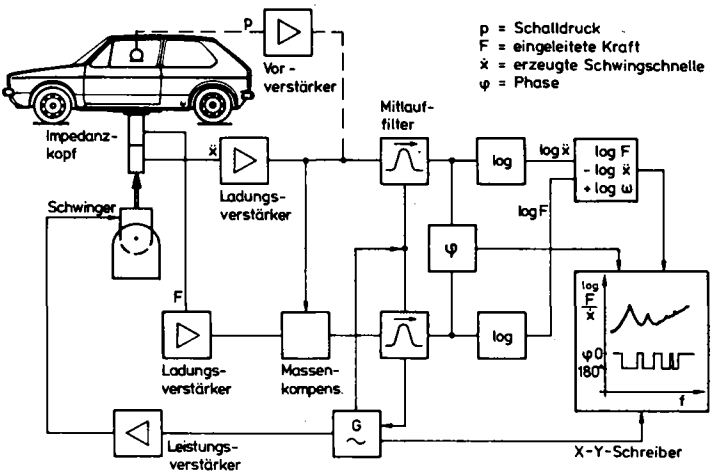


Bild 58. Impedanz- und Übertragungsfunktions-Meßplatz mit Mitlauf-Filtern.
Sinusanregung mit Schwinger an ausgewählten Meßpunkten. Impedanzmeßkopf zwischen Schwinger und Meßpunkt; für die Übertragungsfunktion p/F wird statt ẍ der Schalldruck p im Fahrzeuginnenraum eingegeben.

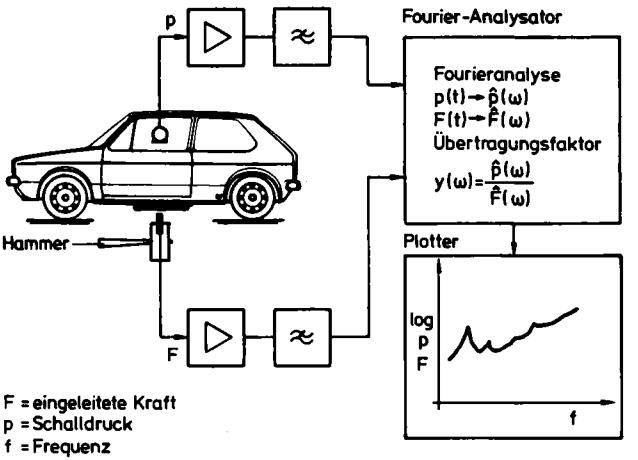


Bild 59. Übertragungsfunktionsmeßplatz mit Fourier-Rechner und impulsartiger Anregung durch Hammerschläge.

Minima. Bei den Frequenzen der Impedanzminima verschlechtert sich die Isolierung der Gummimetall-Motorlagerung erheblich: Brummstellen sind die Folge. Die Messung der Eingangsimpedanz geschieht bei Anregung mit elektrodynamischem Schwinger mit einem Impedanzmeßkopf und nachgeschalteter Elektronik gemäß Bild 58. Eine ähnliche Anordnung kann man einsetzen, um bei definierter Schwingeranregung das entstehende Innengeräusch zu bestimmen (mechanisch-akustische Übertragungsfunktion im Bild 58 gestrichelt).

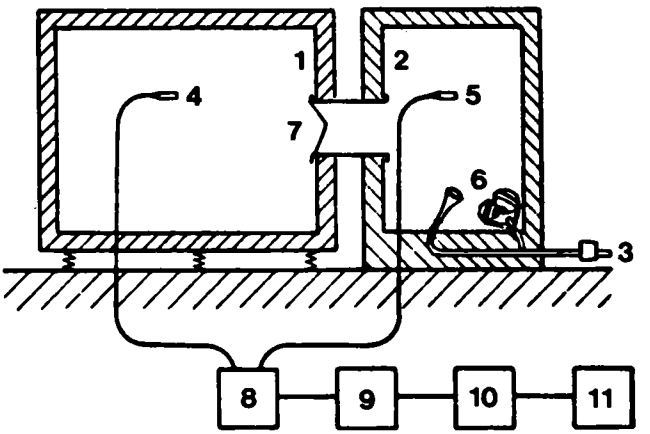
Mit einem Fourier-Rechner und einem Kraftmeßkopf, der in einen Hammer eingebaut ist, läßt sich die Übertragungsfunktion besonders schnell ermitteln (Bild 59).

38 Messungen an Dämmungs- und Dämpfungsmaterial

Für die Auswahl von geeignetem Material und zur Qualitätsbeschreibung (z. B. für Lieferbedingungen) können akustische Materialeigenschaften nach bewährten Meßvorschriften bestimmt werden.

381 Luftschallisolation

Die Probe deren Luftschallisolation bestimmt werden soll, wird zwischen zwei Hallräumen (Bild 60) eingespannt; in einem Raum wird ein definiertes Geräusch erzeugt, im anderen der durchgelassene Schall-



1 Empfangsraum
2 Senderaum
3 Preßluftanschluß
4,5 Mikrofone
6 Schallquelle, mit Preßluft betrieben
7 Prüfling im Fenster zwischen 1 und 2
8 Mikrofonumschalter
9 Verstärker
10 Echtzeit-Terzanalysator
11 x-y-Schreiber

Bild 60. Prinzip des Prüfstandes für die Luftschalldämmung von Dämm-Material oder Fahrzeugbaugruppen [16].

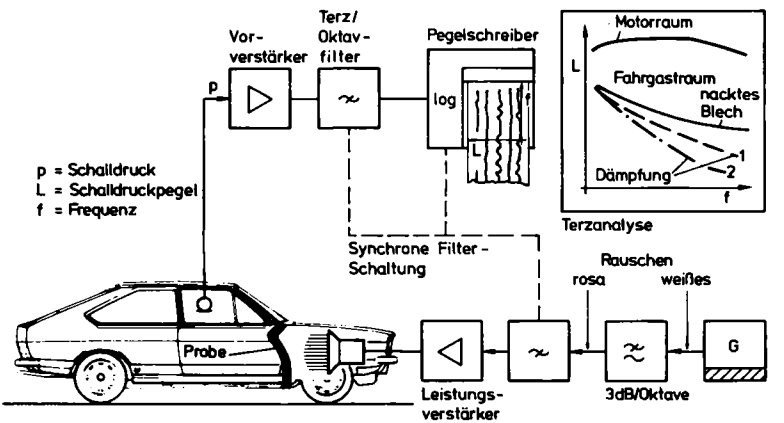


Bild 61. Messung der Luftschallübertragung vom Motor- zum Fahrgastraum mit Lautsprecheranregung.
Im Motorraum befindet sich ein Lautsprecher, der zur reproduzierbaren Luftschallanregung dient (z. B. weißes Rauschen, terz- oder oktavgefiltert mit schrittweiser Weiterschaltung).

pegel gemessen. Das Meßprinzip stammt aus der Bauakustik und ist in [95] beschrieben. Nach [96] wurde das Verfahren den fahrzeugspezifischen Aufgaben angepaßt, so daß auch fertige Bauteile in Original-Fahrzeugbaugruppen burteilt werden können.

Im Fahrzeug läßt sich ein ähnliches Prinzip anwenden, um die Luftschallisolation zwischen Motorraum und Innenraum zu bestimmen. Dazu wird im Motorraum mittels Lautsprecher ein definiertes Geräusch erzeugt und im Innenraum der hindurchgetretene Geräuschanteil relativ gemessen (Bild 61). Dabei findet man nicht nur den Einfluß des Isolationsmaterials, sondern auch den Schalldurchtritt durch die Blechkonstruktion selbst und ihre Undichtigkeit (Schweißnähte, Durchführungen usw.).

Für Proben von etwa 80 × 80 cm gibt es Meßanordnungen (Bild 62), in denen auf der einen Seite der Probe ein hoher Geräuschpegel erzeugt wird; auf der anderen Seite wird das durch die Probe hindurchgetretene Geräusch gemessen [97, 98, 99].

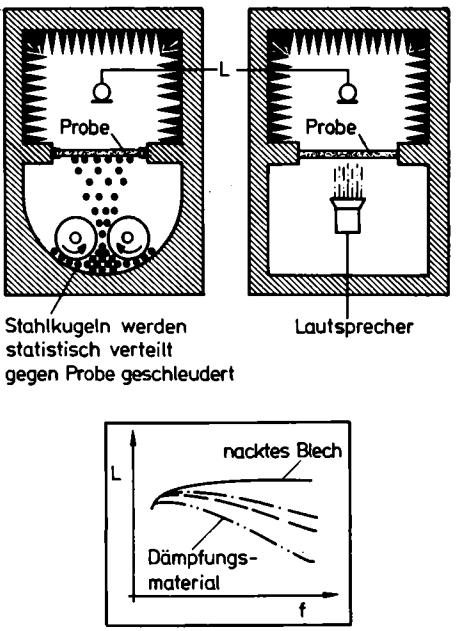


Bild 62. Meßanordnung für die Schalldämmung von Materialproben. Die Anregung erfolgt durch Stahlkugelbeschuß in statistischer Verteilung (Kombination von Körper- und Luftschall) oder Lautsprecher oder elektromagnetisch. Im oberen Raum wird das Schallspektrum hinter verschiedenen Proben gemessen (Relativmessung) Firma Interkeller, Zürich).

382 Weitere akustische Materialeigenschaften

Zur Beurteilung des Schallabsorptionsgrades von Absorptionsmaterial dient die Messung im Kundtschen Rohr [100].

Mit dem Biegeschwingungsgerät nach Oberst können dynamisch-elastische Kenngrößen von stab- oder streifenförmigen Probekörpern mit rechteckigem Querschnitt bei schwingender Biegebeanspruchung bestimmt werden [101].

Beide Geräte sind als komplette Einrichtung handelsüblich (z. B. Firma Bruel und Kjaer).

4 Holografische Meßverfahren

41 Prinzip

Im Unterschied zur normalen Fotografie, die nur die Intensitätsverteilungen eines Objektes registriert, speichert ein Hologramm zugleich die Phasenstruktur in einem Interferenzmuster (Hologramm), das durch Überlagerung des vom Objekt kommenden Lichtes mit dem einer Bezugslichtquelle entsteht. Interferenzfähige Lichtwellen können durch eine Strahlteilung des Lichtes derselben Laserlichtquelle erzeugt werden. Durchleuchtet man hinterher das fertige Hologramm mit dem Licht der Bezugsquelle, so entsteht durch Beugung an der Interferenzstruktur des Hologramms ein virtuelles räumliches Bild des Objektes. Dieses Bild läßt sich wiederum fotografieren oder direkt beobachten [102, 103, 104].

Vor allem für die Messung statischer Verformungen und für Materialprüfungen wird das holografische Doppelbelichtungsverfahren eingesetzt. Nach holografischer Aufnahme einer Ausgangslage des Objektes wird diese durch Einwirkung von Kraft, Drehmoment, Temperatur, Druck o. ä. verändert und dann durch eine zweite Belichtung auf derselben Hologrammplatte gespeichert. Bei der Wiedergabe des Hologramms erhält man ein von Interferenzen durchzogenes Bild. Aus dem Abstand der Interferenzlinien lassen sich die in der Größenordnung halber Lichtwellenlängen (0,15 − 0,35 µm) liegenden Versetzungen der einzelnen Punkte der Objektoberfläche vermessen [102]. Die Versuchsaufbauten müssen sehr gut schwingungsisoliert sein.

Das Doppelbelichtungsverfahren kann mit Hilfe kohärent strahlender kurzzeitiger Rubinlaserblitze auch für die Beobachtung zeitlich veränderlicher, z. B. schwingender Versuchsobjekte angewandt werden. Wegen der Kürze der Belichtungszeiten ist der Aufbau gegen Erschütterungen unempfindlich. Die Auswertung ist die gleiche wie für statische Verformungen.

42 Hologrammkamera

Als einen optischen Aufbau zeigt Bild 63 das Beispiel einer vielseitig einsetzbaren Hologrammkamera [105, 106], die in ihrer praktischen Ausführung in Bild 64 gezeigt wird.

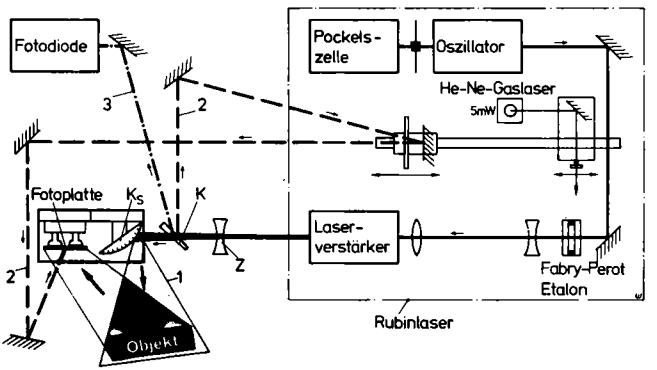


Bild 63. Prinzip einer Hologrammkamera.
Der Rubinlaser besteht aus Oszillator, Pockelszelle, Verstärker, Fabry-Perot Etalon. (Ein He-Ne-Dauerstrich-Gaslaser ist zur Justierung eingebaut.)
Der Hauptlaserstrahl wird nach Austritt aus dem Laserverstärker durch eine kurzbrennweitige einfache Zerstreuungslinse (Z) divergent gemacht und an einer Keilplatte (K) in drei Strahlbündel aufgeteilt.
Das erste (1) dient zur Beleuchtung des Objektives (über einen Kugelspiegel KS). Das zweite Bündel (2) ist die Referenzwelle, die über Umlenkspiegel direkt zur Fotoplatte geführt wird. Das dritte Strahlenbündel (3) dient zur Messung der Strahlungsenergie mit Hilfe einer Photodiode.

43 Berechnung der Objektversetzung

Die Berechnung der Objektversetzung d zwischen zwei verschiedenen Objektlagen erfolgt gemäß Bild 65.

Die erste Objektwelle S_1 sei durch die Amplitude S_1 und die Phase φ_1 beschrieben:

$$S_1 = |S_1| \cdot e^{i\varphi_1} \quad . \tag{1}$$

Die zweite Objektwelle S_2 habe eine Phasenverschiebung $\Delta\varphi$ gegenüber S_1:

$$S_2 = |S_1| \cdot e^{i(\varphi_1+\Delta\varphi)}. \tag{2}$$

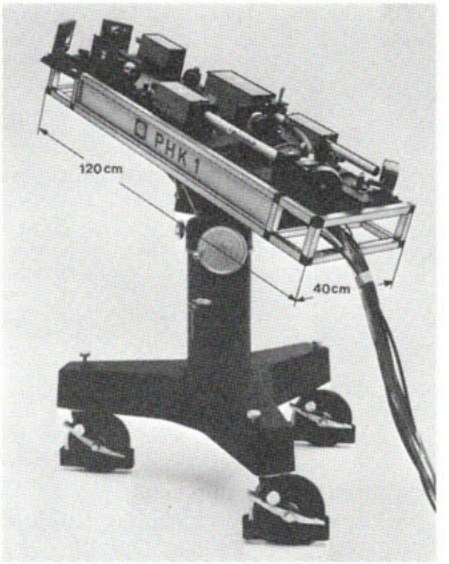


Bild 64. Optisches System einer Hologrammkamera mit Rubinlaser, montiert auf schwenkbarer Halterung. Pulsenergie 100 mJ.

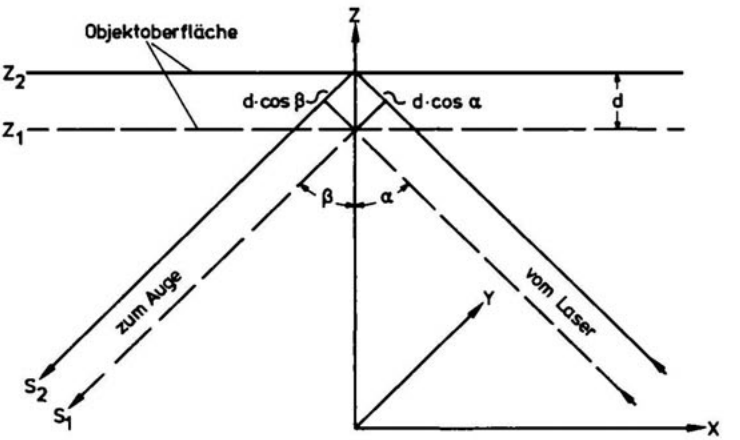


Bild 65. Änderung der optischen Weglänge bei Verschiebung eines Objektpunktes um die Strecke d.
α ist der Beleuchtungswinkel, β der Beobachtungswinkel. S_1 und S_2 sind die den Objektlagen z_1 und z_2 zugeordneten rekonstruierten Objektwellen.

Bei diesem Ansatz ist vereinfachend angenommen worden, daß sich die Amplitude $|S_1|$ nicht geändert hat. S_2 kann als Funktion der Welle S_1 ausgedrückt werden:

$$S_2 = S_1 \cdot e^{i\,\Delta\varphi}. \tag{3}$$

Die Intensitätsverteilung des entstehenden Interferenzbildes ist gegeben durch:

$$|S_1 + S_2|^2 = |S_1 + S_1 \cdot e^{i\,\Delta\varphi}|^2, \tag{4}$$

$$|S_1 + S_2|^2 = 4\,|S_1|^2 \cdot \cos^2 \frac{\Delta\varphi}{2}. \tag{5}$$

Minima der Intensität entstehen dann, wenn

$$\Delta\varphi = (2n + 1) \cdot \pi \tag{6}$$

ist und die Ordnungszahl n die ganzen Zahlen durchläuft.

Beträgt die Versetzung des Objektspunktes d, so kann aus dem Bild 65 die Phasenverschiebung $\Delta\varphi(d)$ abgelesen werden. Der Weg der Objektwelle S_2 ist um den Betrag $d\,(\cos\alpha + \cos\beta)$ länger als der Weg der Objektwelle S_1.

α und β sind die Winkel der Beleuchtungs- und Beobachtungsrichtung gemessen gegen die Oberflächennormale. Der Phasenunterschied beträgt damit bezogen auf die Laserwellenlänge λ:

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi}{\lambda}\, d \cdot (\cos\alpha + \cos\beta). \tag{7}$$

Man erhält für d den Ausdruck

$$d = \frac{(2n + 1) \cdot \lambda}{2 \cdot (\cos\alpha + \cos\beta)}. \tag{8}$$

Die Orte gleicher Verschiebung d gegenüber dem Anfangszustand sind durch Interferenzlinien verbunden. Die Deformationsänderung kann aus dem Interferenzbild in Bruchteilen der Aufnahmewellenlänge abgelesen werden. Dem Abstand vom ersten für $n = 0$ zum n-ten Interferenzstreifen entspricht in Normalenrichtung eine Versetzungsänderung von

$$d = \frac{n \cdot \lambda}{\cos\alpha + \cos\beta}. \tag{9}$$

Für zwei beliebige Objektpunkte ist durch Zählen der zwischen ihnen liegenden n Interferenzstreifen die relative Verschiebung bestimmbar.

44 Anwendungen in Schwingungstechnik und Akustik

441 Prinzip der Doppelbelichtung

Um Schwingungsamplituden zu messen, wird ein doppelt blitzender Rubinlaser verwendet. Von der interessierenden Stelle wird mit einem kleinen Schwingungsaufnehmer das Beschleunigungssignal zusammen mit den Zeitmarken der Laserblitze registriert. Durch eine elektronische Schaltung ist es möglich, jeden beliebigen Ausschnitt der Schwingung zu beobachten. Das Startsignal für die erste Emission des Lasers wird vom Schwingungssignal abgeleitet (Bild 66), die zweite von einem Verzögerungsgerät.

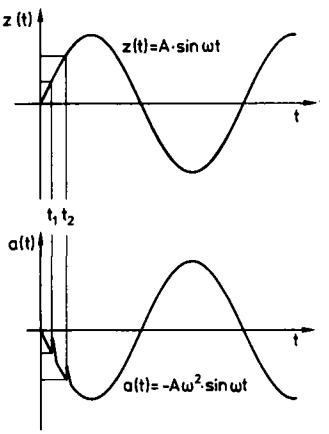


Bild 66. Zeitliche Änderung der Auslenkung z (t) und die Beschleunigung a(t) für die Harmonische Schwingung eines Objektpunktes mit Auslösesignalen in den Endpunkten t_1 und t_2 für die beiden Laserblitze.

Für eine harmonische Schwingung eines Objektspunktes,

$$z(t) = A \cdot \sin \omega t \tag{10}$$

gilt für den Zeitpunkt t_1 des ersten Blitzes die Auslenkung

$$z(t_1) = A \cdot \sin \omega t_1. \tag{11}$$

Zum frei wählbaren Zeitpunkt t_2 ist die schwingende Fläche in der anderen Lage

$$z(t_2) = A \cdot \sin \omega t_2. \tag{12}$$

Daraus berechnet sich die Verschiebung

$$z(t_2) - z(t_1) = A \cdot (\sin \omega t_2 - \sin \omega t_1). \tag{13}$$

Wie vorher erläutert wurde, ist diese Lagedifferenz $z(t_2) - z(t_1)$ gleich der Deformationsänderung d:

$$z(t_2) - z(t_1) = \frac{n \cdot \lambda}{\cos \alpha + \cos \beta}. \tag{14}$$

Der Zusammenhang mit der Schwingungsamplitude ergibt sich aus

$$A \cdot (\sin \omega t_2 - \sin \omega t_1) = \frac{n \cdot \lambda}{\cos \alpha + \cos \beta} \cdot \tag{15}$$

Wenn in dem Versuchsaufbau Beleuchtungs- und Betrachtungswinkel gleich groß gewählt werden und $(\sin \omega t_2 - \sin \omega t_1) = k$ gesetzt wird, ergibt sich für die Schwingungsamplitude

$$A = \frac{n \cdot \lambda}{2k \cdot \cos \alpha} \tag{16}$$

Schwingungsamplituden beliebiger Größe können so gemessen werden. Die Zeitpunkte t_1 und t_2 müssen nur so dicht gewählt werden, daß eine gut erkennbare Interferenzliniendichte entsteht. Für jedes Experiment kann k aus der Registrierung des Beschleunigungssignals bestimmt werden. Die letzte Gleichung ergibt für eine Interferenzaufnahme einen Momentanwert der Amplitude.

442 Anwendungsbeispiele

Die folgenden Bilder zeigen einige Anwendungen als Beispiele; Bild 67 für ein Getriebegehäuse [107], Bilder 68a) und 68b) für Fahrzeugbauteile [106,8], Bilder 69a) und 69b) für eine Fahrzeugtür [106]. Die Bilder 68a) bis 69b) beziehen sich auf Messungen am Fahrzeug bei laufendem Motor.

Weitere Beispiele sind der Literatur zu entnehmen [8, 108, 109].

45 Verformungsmessungen

Zahlreiche Beispiele für Verformungsmessungen nach der Doppelbelichtungsmethode an Motor- und Fahrzeugbauteilen sind veröffentlicht worden, z. B. Verformung am Seitenteil eines Kreiskolbenmotors als Folge des Anzugsmomentes [108], temperaturabhängige Verformung eines Motorkolbens [110], Beanspruchung einer Kupplung bei Belastung [111], Verformung und Prüfung von Scheibenrädern [106].

Angeführt werden soll ein Beispiel zur quantitativen Verformungsmessung an einer Pleuelstange [106]. Motorbauteile, wie z. B. Pleuelstange, Kolben, Zylinderkopf, unterliegen starken Beanspruchungen durch Zugkräfte, Druckkräfte oder hohe Temperaturen. Ein Beispiel ist die zugkraftabhängige Verformung am kleinen Pleuelauge einer Pleuelstange. Die Hologrammaufnahme und -wiedergabe erfolgte in der gleichen Richtung senkrecht zur Zugrichtung nach oben, so daß die Verformung in Beobachtungsrichtung meßbar wird. Mit Hilfe eines elastischen Federbügels, der zwischen Prüfling und einem

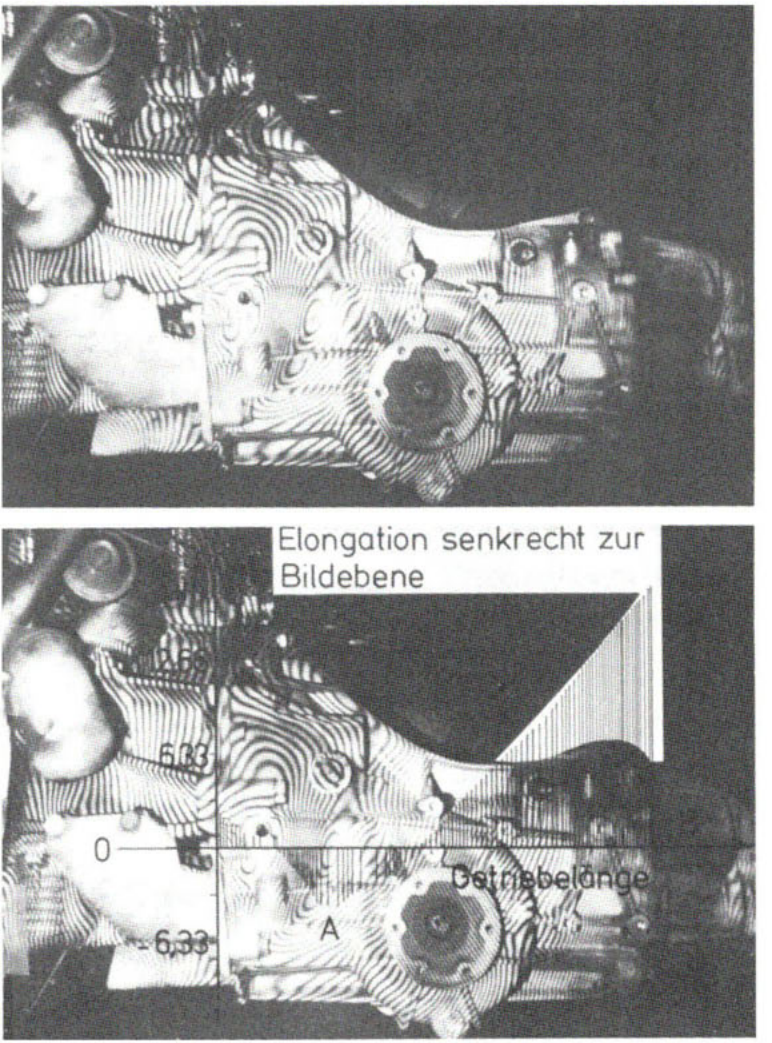
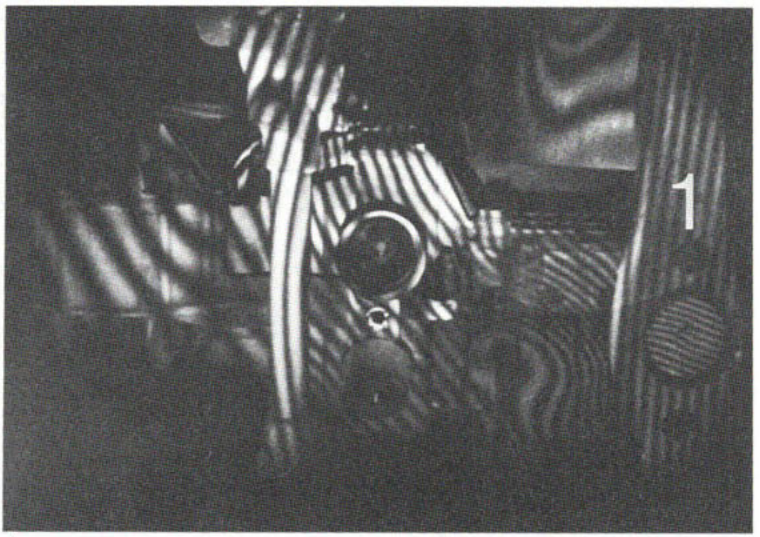
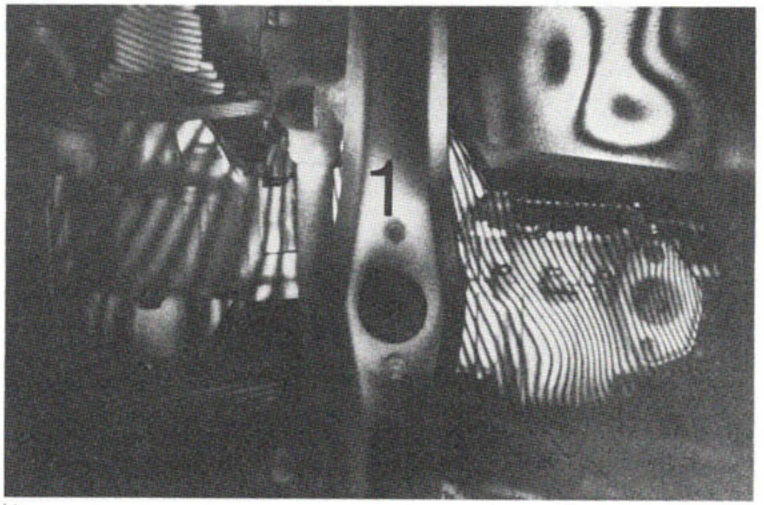


Bild 67. zeigt für ein Getriebegehäuse die durch Schwingungen bewirkten Elongationen senkrecht zur Längsachse als Funktion der Länge; oben das rekonstruierte Bild der Interferenzen, unten dasselbe Interferenzbild mit eingezeichneten Elongationen für die Abzissenachse.
Der Knick in der Elongationskurve A zeigt eine Stelle mangelhafter dynamischer Steifigkeit. Das Getriebeende B dagegen ist ausreichend steif ausgeführt, wie der geradlinige Anstieg der Elongation zeigt. Auf der Oberfläche können mit Hilfe dieser Methode Versteifungsrippen gezielt eingearbeitet werden [107].



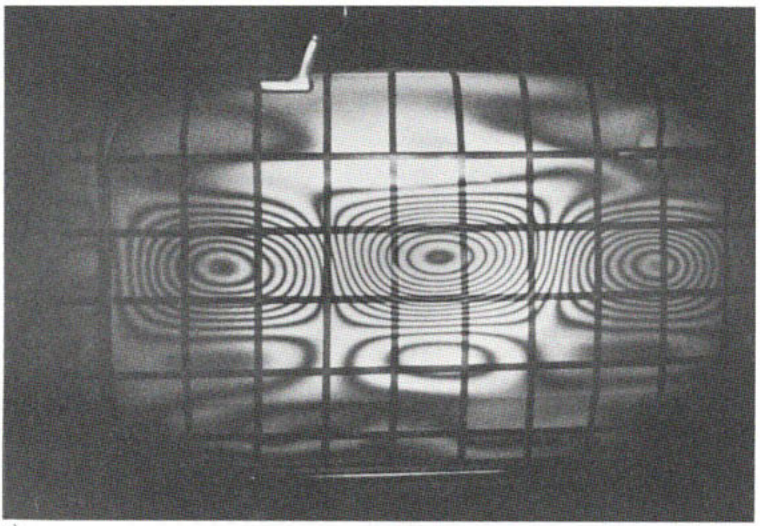
a)



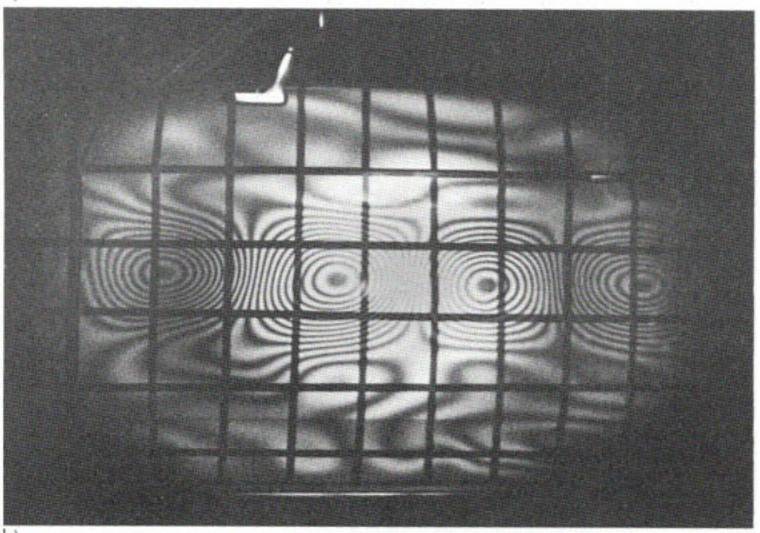
b)

Bild 68. zeigt Interferenzaufnahmen eines Motor-Getriebe-Blockes mit verschiedener Anordnung der Getriebeträger (1) bei 4000 U/min von unten (Abstand der Doppelpulse t = 200 µs).
Auf Bild 68 a) läßt sich aus der von links nach rechts zunehmenden Streifendichte erkennen, daß das Getriebe eine Biegeschwingung wie ein einseitig befestigter Körper ausführt. Am freien Ende ist der Getriebeträger zwischen

(Forts. s. S. 1466)



a)



b)

Bild 69a) und b) zeigen zwei verschiedene Schwingungsformen einer Fahrzeugtür [105, 106].
Physikalisch handelt es sich dabei um die Schwingung einer allseitig eingespannten Blechmembran.
Bei 3100 U/min des Motors entstehen z. B. 3 Schwingungszentren (Bild 69a). 1100 U/min höher werden vier Schwingungszentren angeregt (Bild 69b) Dämpfungsmaßnahmen lassen sich so gezielt untersuchen.

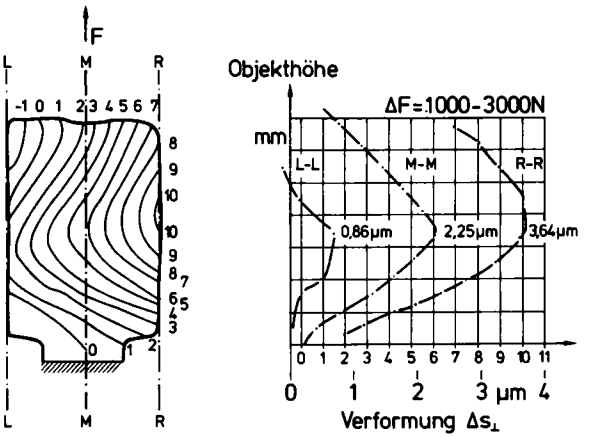


Bild 70. Verformung am Pleuelauge.
Holografische Bestimmung der Verformung der Oberfläche des kleinen Pleuelauges senkrecht zur Richtung der Zugkraft F.
Die Streifenordnung wird mit Hilfe eines Federbügels gegen eine Bezugsfläche gemessen.

Fixpunkt des Versuchsaufbaus montiert ist, kann die Interferenzstreifenordnung bestimmt werden. Damit können Verformungsquerschnitte ausgemessen werden, so daß aus mehreren Aufnahmen der Verformungsverlauf bestimmt werden kann (Bild 70).

46 Materialprüfung

Viele Arbeiten beschäftigen sich mit der Prüfung von Fahrzeugreifen auf äußere Risse und innere Haftfehler [112] ... [118]. Andere Anwendungsbeispiele sind die Rißprüfung an Rohren [112] und der Nachweis von Bindungsfehlern an Gummi-Metall-Verbindungen, wie Kupplungsplatte [113] oder Gummimetallagern [106, 108, 112].

Forts. zu Bild 68

Getriebe und Fahrzeuglängsholm befestigt. Er wird gezwungen, eine Kippschwingung auszuführen.
Bild 68 b) zeigt dagegen praktisch keine Streifen auf dem Getriebeträger. Dieser hat sich in 200 µs nicht bewegt, während er vorher 9 Interferenzstreifen (Bild 68 a)) – also etwa 3µm – Auslenkung zeigte.
Die dichter werdenden Linien auf Bild 68 b) zeigen die freie Schwingung des Getriebegehäuses.
Die Schwingung des Getriebeträgers (Bild 68 a)) war für eine akustische Resonanz des Innengeräusches verantwortlich, die so beseitigt werden konnte (Bild 68 b))

47 Formtreueprüfung

Zum Formvergleich wird von einem Musterteil ein Hologramm aufgenommen, das visuelle Bild rekonstruiert und dem Prüfling überlagert. Durch einen fehlerhaften Prüfling entstehen Interferenzen auf den Objekten, die sich fotografisch oder direkt beobachten lassen. Das Prüfverfahren ist für Diesel-Einspritz-Systeme und für Zylinderkegelrollen eingesetzt worden [113, 119, 120]. Genaue Angaben über die Größe der auflösbaren Fehler sind jedoch nicht angegeben.

48 Tropfenanalyse

Die holografische Methode erlaubt, Tropfengrößenverteilungen, z. B. von konstruktiv verschiedenen Einspritzdüsen, einfach und schnell miteinander zu vergleichen. Dabei lassen sich Tropfenwolken holografisch so erfassen, daß einzelne Ebenen dieser Wolken nacheinander wieder rekonstruiert werden können. Dazu wird die Wolke mit parallelem Laserlicht durchstrahlt und holografisch mit „hoher Tiefenschärfe" registriert. Die einzelnen Ebenen der Tropfenwolke und die darin befindlichen Bilder der Tropfen werden nacheinander unter einem Mikroskop durchgemustert und auf Filmstreifen registriert. Ein Teilchenanalysator gestattet, Klassifizierungen nach Größen durchzuführen (Bild 71). Nach der gleichen Methode ist z. B. die Tropfenverteilung in einem Diesel-Einspritzstrahl bestimmt worden [121].

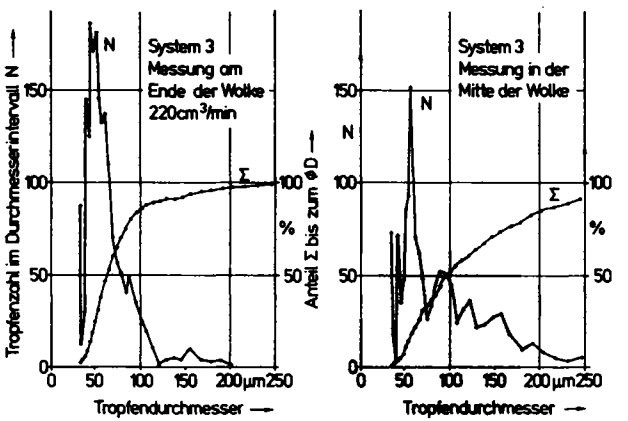


Bild 71. Ergebnisse einer Tropfenanalyse.
Häufigkeit und Summenhäufigkeit der Tropfengröße für zwei verschiedene Ebenen der Tropfenwolke eines Einspritzsystems [106].

5 Isotopenverfahren

51 Überblick

Die Anwendung natürlich und künstlich radioaktiver Stoffe bietet gegenüber herkömmlichen Methoden im wesentlichen folgende Vorteile:

Isotopenverfahren sind sehr empfindlich, genau und gut reproduzierbar. Dadurch können Nachweisgrenze und Versuchsdauer teilweise drastisch gesenkt werden. Die Messungen werden berührungslos und kontinuierlich durchgeführt. Kritische Betriebszustände können schon während des laufenden Versuchs ermittelt werden [122, 123, 124]. Bei Verschleißuntersuchungen entfallen z. B. die bei anderen Verfahren notwendigen zeitraubenden und kostspieligen Demontagen nach jedem Versuch zum Vermessen oder Auswiegen der Verschleißteile.

Demgegenüber stehen folgende Nachteile:

Zur Entwicklung und zum Einsatz von Isotopenmeßverfahren wird fast immer ein Isotopenlabor mit entsprechender Ausstattung sowie mit geschultem und eingearbeitetem Personal benötigt. Wegen möglicher Umweltgefährdung sind eine Reihe von Kontroll- und Überwachungseinrichtungen zu schaffen, oft liegt die Strahlungsbelastung allerdings unterhalb der kritischen Grenze.

Es lassen sich zwei Hauptanwendungsgebiete unterscheiden:

a) Verwendung umschlossener Strahler (Absorptionsgesetz),
b) Verwendung offener Strahler (Tracermethode).

Die Verwendung umschlossener Strahler läuft im wesentlichen immer darauf hinaus, daß ein in eine Kapsel eingebettetes oder eingeschmolzenes β- oder γ-strahlendes radioaktives Präparat zum Bestrahlen des Untersuchungsobjektes verwendet wird. Gemessen wird dann entweder die in Einfallsrichtung rückgestreute Strahlung oder die hindurchgetretene mehr oder weniger stark geschwächte Strahlung. Die Messung der durchgelassenen Strahlung beruht auf dem Absorptionsgesetz (s. 133):

$$\frac{I}{I_0} = e^{-\mu \cdot \rho x}.$$

Hierbei sind

I = Intensität der durchgelassenen Strahlung,
I_0 = von der radioaktiven Quelle erzeugte Strahlungsintensität (z. B. in Impulsen/min),
μ = Massenabsorptionskoeffizient der absorbierenden Materialschicht (in cm^2/g),
ρ = Dichte des Materials (in g/cm^3),
x = Schichtstärke (in cm).

Im Gegensatz dazu beruht die Anwendung offener Strahler darauf, daß man dem Untersuchungsobjekt entweder eine radioaktive Substanz zugibt, oder es durch Bestrahlung (am Reaktor oder am Teilchenbeschleuniger) selbst ganz oder teilweise radioaktiv macht. Gemessen wird die Strahlung des Objektes, z. B. die Abnahme der Strahlung während des Verschleißes.

52 Anwendung umschlossener Strahler

Je nachdem, welche der im Exponenten des Absorptionsgesetzes stehenden Größen bestimmt werden, lassen sich verschiedene Anwendungsgebiete für umschlossene Strahler angeben (Bild 72).

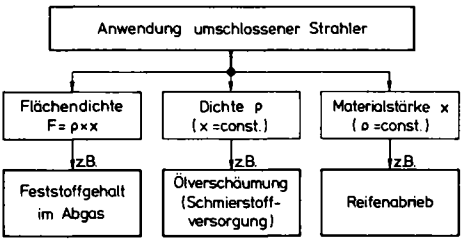


Bild 72. Anwendungsbeispiele umschlossener Strahler.

521 Partikelmessungen im Abgas

Die Ermittlung des Feststoffgehaltes im Abgas oder in der Luft erfolgt über die Bestimmung der Flächendichte. Bild 73 zeigt den Prinzipaufbau einer hierfür geeigneten Anordnung [123].

522 Ölverschäumung

Durch Messung der Dichte kann man eine Aussage über den Luftanteil im Öl (sog. Ölverschäumung) erhalten [125, 126]. Das Prinzip zeigt Bild 74.

523 Reifenverschleiß

Der Reifenverschleiß kann aus der Messung der Materialstärke ermittelt werden [127, 128, 129]. Das Prinzip eines einfachen Verfahrens zeigt Bild 75, einen Prüfstand Bild 76, ein Ergebnis Bild 77.

Bei anderen Verfahren werden auch offene radioaktive Strahler verwendet. Bei ihnen wird teilweise mit radioaktiven Gummimischungen in den Laufflächen gearbeitet, deren Aktivität während der Ver-

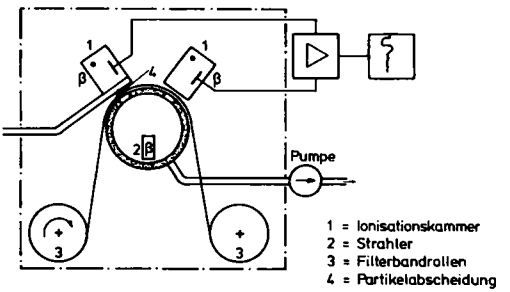


Bild 73. Prinzipaufbau zur Bestimmung der Feststoffkonzentration im Abgas oder in der Luft (Gerät der Firma Frieseke und Hoepfner).

Die β-Strahlung eines radioaktiven Präparates (2) durchdringt ein Filterband und wird von zwei identischen und abgeglichenen Ionisationskammern (1) registriert. Wird von der Pumpe Luft oder Abgas mit einem Feststoffanteil bei (4) durch das Filterpapier gesaugt, dann werden die Partikel dort abgeschieden und festgehalten. Dadurch wird die in die linke Ionisationskammer gelangende β-Strahlung geschwächt und damit auch der in ihr fließende Ionisationsstrom. Das Differenzsignal zwischen beiden Kammern wird verstärkt und von einem Schreiber registriert. Durch Kalibrierung kann der Feststoffanteil des durchgesaugten Abgases z. B. in mg/m³ kontinuierlich gemessen werden.

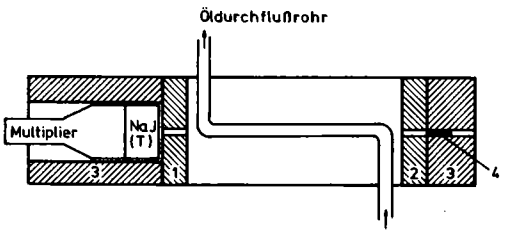


Bild 74. Prinzip der Ölverschäumungsmessung.

Ein U- oder S-förmig gebogenes Rohr wird in den Ölkreislauf eingebaut und mit den γ-Strahlen einer Am-241-Quelle durchstrahlt. Ist das Rohr völlig mit unverschäumtem Öl gefüllt, dann gibt der Szintillationsdetektor einen bestimmten Fotostrom ab. Wird das Öl bei Motorbetrieb durch Luft „verdünnt", dann steigt dieser Fotostrom entsprechend dem Grad der Verschäumung (geringe Absorption). Der Fotostrom läßt sich als Luftanteil in Prozent kalibrieren.

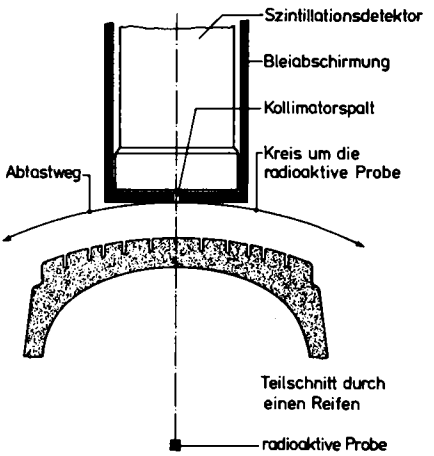


Bild 75. Prinzip eines Reifenverschleißverfahrens.
In das Tiefbett des Scheibenrades sind vier um jeweils 90° versetzte fingerhutähnliche Einsätze eingelassen, in die nach der Fahrt das umschlossene radioaktive Präparat (γ-Strahler) eingeschraubt wird. So wird der Reifen von innen nach außen durchstrahlt. Die durchgelassene Intensität der γ-Strahlung wird mit einem Szintillationsdetektor gemessen und (über eine entsprechende Elektronik aufbereitet) auf einem Schreiber analog aufgezeichnet. Auf diese Weise werden während der Fahrt keine radioaktiven Präparate mitgeführt. Der Reifen bleibt unverändert.

suchsfahrt durch Abrieb geringer wird. Anschließend kann aus der Restaktivität des Reifens der Abrieb ermittelt werden. Wieder andere verwenden offene oder umschlossene radioaktive Einlagerungen im Innern der Lauffläche. Gemessen wird vor und nach der Fahrt die nach außen durch den Reifen dringende Reststrahlung.

53 Anwendung offener Strahler

Sehr viel häufiger als umschlossene Strahler werden offene Strahler verwendet. Dabei sind zwei Hauptanwendungen zu unterscheiden (Bild 78).

531 Ölverbrauchsmessungen

Bei den radioaktiven Ölverbrauchsmessungen wird dem Öl ein radioaktives Isotop zugesetzt und die Strahlung dieses Isotops nach Verbrennung des Öls im Abgas gemessen. Auf diese Weise sind eine

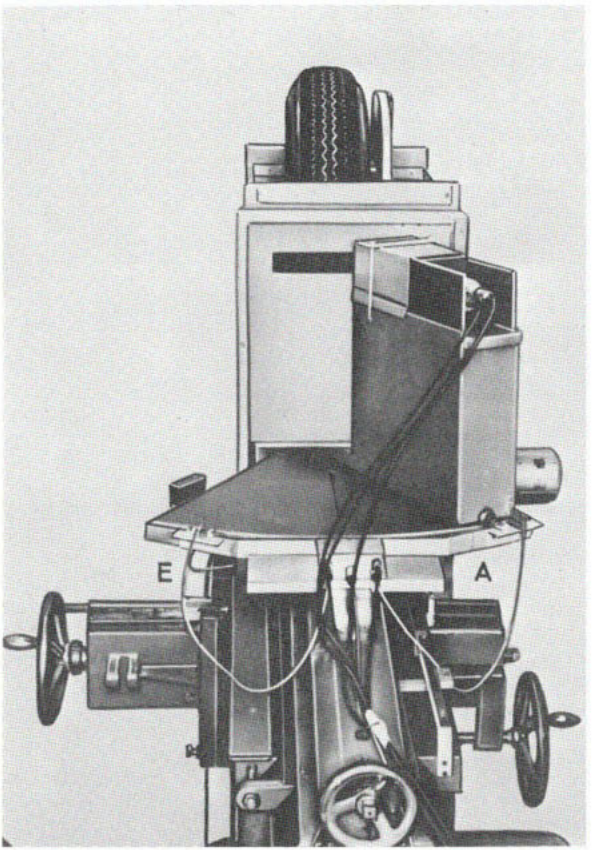


Bild 76. Prüfstand zur Reifenverschleißmessung [129].
Der Detektor wird während der Registrierung langsam um den Reifen von A bis E geschwenkt, so daß man ein negatives Abbild des Reifenprofils erhält.

Vielzahl von Ölverbrauchsmeßverfahren entwickelt worden [130, 131, 132]. Auch Wirkungen von Ölfiltern [133, 134], Kraftstoffiltern [135, 136] und Luftfiltern [122] lassen sich untersuchen.

532 Verschleißmessungen

Das umfangreichste Anwendungsgebiet offener Strahler sind die Verschleißmessungen an Motor- und Getriebebauteilen. Das radioaktive Isotop wird dabei fast immer durch Bestrahlung des Bauteils am Reak-

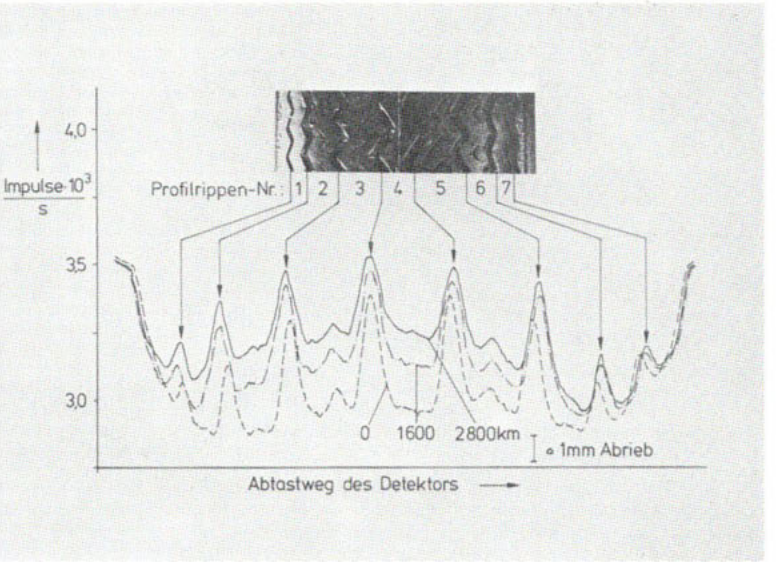


Bild 77. Reifenverschleißbild des Reifenquerschnittes: Laufstrecke als Parameter.

Der Vorteil des Verfahrens liegt in seiner hohen Empfindlichkeit und der anschaulichen Darstellung des Laufflächenverschleißes über den ganzen Reifenquerschnitt. Damit können nicht nur Verschleißwerte ermittelt, sondern auch Verschleißbilder gewonnen werden, die z. B. den Einfluß der Achsgeometrie auf die Lebensdauer eines Reifens schon nach wenigen hundert Kilometern erkennen lassen [129].

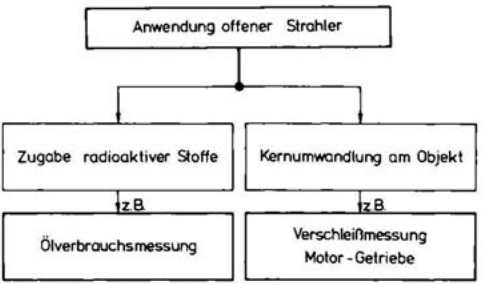


Bild 78. Anwendung offener Strahler.

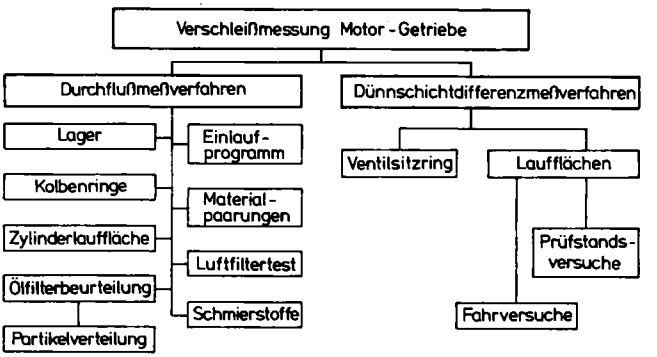


Bild 79. Verschleißmessungen. Übersicht über Beispiele.
Man registriert entweder die Strahlung der durch Verschleiß abgeriebenen Teilchen in einem Transportmedium, z.B. im Motoröl (Durchflußmeßverfahren) oder mißt die durch Verschleiß geringer werdende Gesamtaktivität des Bauteils (und damit die Restschichtstärke) von außen, z.B. durch Motor- oder Getriebewände hindurch (Dünnschichtdifferenzverfahren).
Diese Einteilung der Beispiele ist durchaus nicht starr, d.h. Probleme, die unter der Rubrik „Durchflußmeßverfahren" angegeben sind, könnten teilweise auch nach dem Dünnschichtdifferenzmeßverfahren bearbeitet werden und umgekehrt.

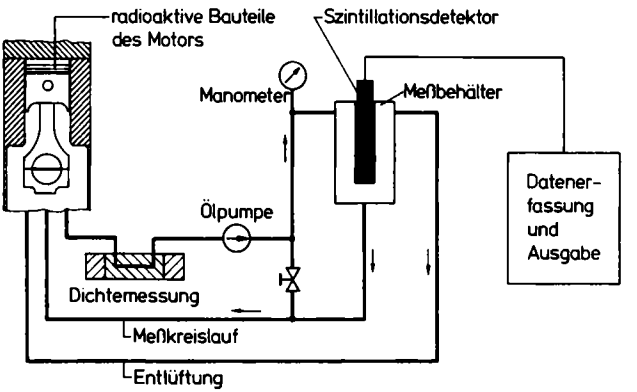


Bild 80. Meßprinzip des Kolbenringverschleißes nach dem Durchflußmeßverfahren [132].
Der radioaktive Abrieb gelangt in ein Transportmedium (hier das Motoröl) und wird von diesem durch eine Pumpe in einem Neben- oder Meßkreislauf durch einen Meßbehälter geführt. In diesem Meßbehälter registriert ein Szintillationsdetektor die von den Abriebteilchen ausgesandte Strahlung. Die Intensität dieser Strahlung ist ein Maß für den Abrieb im Öl und damit für den Verschleiß des Kolbenringes. (Gleichzeitig kann die Öldichte – bzw. Ölverschäumungsmessung erfolgen, links im Bild bei Dichtemessung).

tor oder Zyklotron direkt im Werkstück selbst erzeugt. Diese Bestrahlung kann entweder mit Neutronen (am Reaktor) oder mit α-Teilchen, Protonen oder Deuteronen erfolgen.

Da Neutronen wegen fehlender elektrischer Ladung die Bauteile völlig durchdringen können, ist das gesamte Werkstück am Ende der Bestrahlung homogen radioaktiv markiert.

Dagegen dringen geladene Teilchen nur in die Oberflächenschicht ein und aktivieren somit das Bauteil nur bis in eine bestimmte Tiefe (sog. Dünnschichtaktivierung), die von der Teilchensorte, der Energie der Teilchen und dem bestrahlten Material abhängt [137].

Heute können praktisch alle für Verschleißuntersuchungen interessanten Teile von Motor und Getriebe aktiviert werden.

Je nach Problemstellung und zur Verfügung stehender Aktivierungsmöglichkeit gibt es für die Verschleißuntersuchungen zwei hauptsächliche Meßverfahren: Das Durchflußmeßverfahren und das Dünnschichtdifferenzmeßverfahren (Bild 79).

Ein Beispiel für die Anwendung des Durchflußmeßverfahrens zeigt Bild 80.

Verschleißmessungen lassen sich durchführen an:

Lagern und Wellen (teilweise auch an beiden gleichzeitig) [138, 139], Zahnrädern [140, 141], Antriebskegelrad einer PKW-Hinterachse [142], Zylinderlaufflächen [122, 9, 143], Kolbenringen [144], Bremsen [145], Nockenwellen und Stößeln [416].

In enger Verbindung zu den Motorverschleißuntersuchungen stehen die Versuche, Motoreinlaufprogramme zu optimieren [147, 148]. Hierbei geht es vor allem darum, Motoren mit möglichst kurzer Einlaufzeit auf max. Leistung zu bringen, ohne daß dabei an der Lebensdauer Abstriche vorgenommen werden müssen oder Öl- und Benzinverbrauch ansteigen.

Einige Verfahren eignen sich auch für den Einsatz im Fahrbetrieb.

Literatur

FR	–	Federal Register
SAE	–	Society of Automotive Engineers
FMVSS	–	Federal Motor Vehicle Safety Standard (U. S. A.)
SAE J	–	SAE-Recommended Practice
APCA	–	Air Pollution Control Association
F.V.V.	–	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V., Frankfurt (interne Schriftenreihe)

[1] FR; vol. 37, 38, 39, 40 (1972–1975).
[2] EG-Richtlinie 74/290/EWG, Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften Nr. L 159 (1974).

[3] National Traffic and Motor Vehicle Safety Act. The United States Law Week, USA (1966).
[4] Code de la Route, Erlaß der französischen Regierung (1954).
[5] Road Traffic Act, Motor Vehicle Regulations, Great Britain (1960).
[6] ECE-Reglements, Bundesgesetzblatt (1960).
[7] Belke, Bosselmann, List, STVZO, 11. Auflage (1974), S. 417ff.
[8] Felske, A., Happe, A., „Schwingungsuntersuchungen an Karosserien und Aggregaten mit Hilfe der holografischen Interferometrie" ATZ 75 (1973), S. 96–102.
[9] Stegemann, D., Die Anwendung von Radioisotopen bei der Untersuchung von Verbrennungsmotoren. Automobilindustrie 1 (1962), S. 97–111.
[10] Kollmann, K., Überblick über die Anwendung von Radioisotopen im Maschinenbau. Im Kolloquium über die Anwendung der Isotopentechnik in der Forschung des Verbrennungskraftmaschinenbaus. F.V.V.H. R 121 (1969), S. 1ff.
[11] Gervé, A., Methoden der Verschleißmessung mit Radioisotopen. F.V.V. H. R 121 (1969), S. 20ff.
[12] Auerhammer, W., Einsatz von Radioisotopen im Kraftfahrzeugbau. F.V.V. H. R 121 (1969), S. 38ff.
[13] Marcinowski, H. J., Organisations-, Personal- und Laborprobleme bei der Verwendung von Radioisotopen im Industriebetrieb. Neue Technik 6 B (1964), S. 64ff.
[14] Teague, D. M., Los Angeles Traffic Pattern Survey Vehicle Emissions. SAE Progress in Technology. Series VI, New York (1964), S. 17–38.
[15] Kruse, R. E., Huls, T. A., Development of the Federal Urban Driving Cycle. SAE-Paper No. 730 553 (1973).
[16] Stegemeyer, H., Aufstellung und Erprobung eines Verfahrens zur Messung der Abgas-Emissionen von Personenkraftwagen mit Ottomotoren auf dem Rollenprüfstand. Diss. T.U. Clausthal 1970.
[17] Smith, M., Manos, M. J., Determination and Evaluation of Urban Vehicle Operating Patterns. APCA-Paper No. 72–177 (1972).
[18] Karstens, D., Kuhler, M., Vergleich von Fahrkurven für Abgasmessungen mit Fahrversuchen in Europäischen Großstädten. Interner Bericht der VW-Forschung Nr. MT-Fo 5/75-6 (1975).
[19] Report by the Committee on Motor Vehicle Emissions; Report to the Senate, the House of Representatives and the Administrator of the Environmental Protection Agency (EPA). National Academy of Sciences, Washington D. C. 1974.
[20] Bussien, Automobiltechnisches Handbuch, 18. Aufl., Bd. II (1965), S. 1243ff.
[21] Schürmann, D., Will, R., Testsystem für Abgasrollenprüfstande; Interner Bericht der VW-Forschung Nr. MT-Fo 5/75-4 (1975).
[22] Obländer, K., Kräft, D., Abgasreinigung an Kraftfahrzeugen. Meßverfahren und Testzyklen. ATZ 71 (1969), S. 117–124.
[23] Obländer, K., Kräft, D., Abgasgesetzgebung, Grenzwerte und Meßverfahren im Kraftfahrzeugwesen; MTZ 34 (1973), S. 84–91.
[24] Lies, K.-H., Postulka, A., Konzentrationsverteilungen in Sammelbeuteln für Europa und USA. Interner Bericht der VW-Forschung (1973 u. 1974).

[25] Pazsitka, L., Lies, K.-H., Bruhn, H., Kontinuierliche Abgas- und Schadstoffmengenmessung an Kraftfahrzeug-Motoren. Dechema-Monographien 75 (1973), S. 203–227.
[26] Lies, K.-H., Zur Analyse von Kohlenwasserstoffen und Stickoxiden in Abgasen von Verbrennungsmotoren sowie Messung und Erforschung belästigender und schädlicher Luftverunreinigungskomponenten in Großstädten und industriellen Ballungsgebieten im Hinblick auf ihre synergistischen Wirkungen. Diss. T.U. Clausthal 1970.
[27] Fock, M., Lies, K.-H., Pazsitka, L., Kritische Betrachtung der Europäischen Abgastypprüfung. Fehler- und Wahrscheinlichkeitsanalyse. MTZ 36 (1975), S. 1–9.
[28] Fock, M., Lies, K.-H., Pazsitka, L., Critical Study of the United States Exhaust Emission Certification Test. Error and Probability Analysis. SAE-Paper No. 750 678 (1975).
[29] Klingenberg, H., Lies, K.-H., Critical Survey of the Exhaust Emission Test Procedure for U.S.A. and Europe. ISETA 75: Fourth International Symposium on Engine Testing Automation. Performance, Emission and Diagnostics. Naples 1975.
[30] Klingenberg, H., Fock, M., Lies, K.-H., Pazsitka, L., A Critical Study of the United States Exhaust Emission Certification Test. Error Analysis, APCA-Paper No. 74-242, APCA-Meeting Denver, Col. 1974.
[31] FR, vol. 39, no. 252 (1974).
[32] Verkehrsblatt des Bundesministeriums für Verkehr VKBL (1972), S. 623ff.
[33] Measurement of Fuel Evaporative Emissions from Gasoline Powered Passenger Cars and Light Trucks Using the Enclosure Technique. SAE J 171 a, SAE-Handbook (1973).
[34] EG-Richtlinie 72/306/EWG. Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften, Nr. L 190 (1972).
[35] Regelung Nr. 24 der UN-Wirtschaftskommission für Europa (ECE). Bundesgesetzblatt Nr. 45 (1973).
[36] Messung von CO_2, CO und NO_x in Dieselabgasen. SAE-Recommended Practice, J 177 (1970).
[37] Kontinuierliche Kohlenwasserstoffanalyse von Dieselabgasen. SAE-Recommended Practice, J 215 (1970).
[38] Messung der Einlaß- oder Abgasströmung bei Dieselmotoren. SAE-Recommended Practice, J 244 (1971).
[39] Malschaert, F. P., Über die Rauchdichte in Dieselabgasen. Belgische Versuche, The Institution of Mechanical Engineers, London SW 1, 1962.
[40] Adolph, D., Abgasmessungen von Dieselmotoren mit dem Bosch-Opazimeter; ISETA 74: Third International Symposium on Engine Testing. Performance, Emission and Diagnostics, London 1974.
[41] Dittrich, W., Praktische Erfahrungen bei der Messung von Dieselrauch nach ECE-R 24. ATZ 77 (1975), S. 4–9.
[42] Seiffert, U., Probleme der Automobilsicherheit; Diss. T.U. Berlin 1974.
[43] Kastreuz, G., Verfahren zur Messung der an einem Karosserieholm angreifenden Normalkraft und Biegemomente bei einem Aufprallversuch. Interner Bericht der VW-Forschung (1975).
[44] Roof Crush Restistance – Passenger Cars; FMVSS 216 und FR, vol. 36, (1971) und vol. 38 (1973).

[45] Barrier Collision Tests. SAE J 850 und J 850 a, SAE-Handbook.
[46] Huber, G., Eine Anlage für Fahrzeug-Unfallversuche mit Linearmotor als Antrieb. ATZ 76 Nr. 2 (1974), S. 48–51.
[47] Gieroud, F., Beitrag des Linearmotors zur Sicherheit im Straßenverkehr. ATZ 76, 2 (1974), S. 51–54.
[48] Fiala, E., Aufbauten von Personenwagen, Unfallversuche. Bussien, Automobiltechnisches Handbuch, 18. Aufl., B. 2, Abschn. 3.421 (1965), S. 881–884.
[49] Operation and instruction manual for horizontal crash simulator. Firmenschrift MTS Monterey Cal., No. 645 (1970).
[50] Milan, S. L., Hegel. R. W., Ein mathematisches Modell für den Chrysler-Hyge-Aufprallsimulatur. SAE-Paper No. 710167 (1971).
[51] Anthropromorphic Test Dummy. FMVSS Part § 572 u. FR; vol. 38 (1973).
[52] Motor Vehicle Instrument Panel Laboratory Impact Test Procedure. SAE J 921 b SAE-Handbook.
[53] Occupant Protection in Interior Impact, Instrument Panel Test Procedure. FMVSS 201 u. FR. vol. 32 (1967) u. vol. 36 (1971).
[54] Bodyforms for Use in Motor Vehicle Passenger Compartement Impact Development. SAE J 984, SAE-Handbook.
[55] Steering Control System Passenger Car Laboratory Test Procedure. SAE J 944 a, SAE-Handbook.
[56] Impact Protection for the Driver from the Steering Control System, Steering Wheel Assembly Laboratory Test Procedure. FMVSS 203 u. FR; vol. 32 (1967) u. vol. 40 (1975).
[57] Allgemeine Vorschriften zur Zulassung von Kraftfahrzeugen bezüglich des Schutzes des Fahrers vor der Lenkeinrichtung im Falle eines Zusammenstoßes. ECE-Reglement No. 12, Bundesgesetzblatt Nr. 30 (1972).
[58] Anthropromorphic Test Dummies, FR vol. 38 (1973).
[59] Koch, L., Telemetrische Meßdatenerfassung bei sicherheitstechnischen Untersuchungen an Kraftfahrzeugen. Versuchs- und Forschungsingenieur Nr. 5 bzw. Nr. 6 (1974), S. 30–33, S. 20–27.
[60] Beizer, H. W., Hentschel, R., Ein Meß- und Auswertesystem mit PCM-Telemetrie zur Reifenbeurteilung im Fahrversuch. ATZ 76 Nr. 3 (1974), S. 85–90.
Crashtest-Auswertung mit PCM-Anlage. Elektronik Heft 3 Firmenmitteilungen. (1974).
[61] Irig Document No. 106–73; Telemetry Standards, revised 1966, published by Range Commanders Council. White Sands Missile Range, New Mexico, 88002.
[62] Instrumentation for Impact Tests. SAE J 211 b, SAE-Handbook.
[63] Motor Vehicle Driver's Eye Range. SAE J 941 c, SAE-Handbook.
[64] Europa-Scheinwerfer. ECE-Reglement No. 1, Bundesgesetzblatt Nr. 62 (1969).
[65] Lamps, reflective devices and associated equipments. FMVSS 108 u. FR; vol. 32 (1967) u. vol. 40 (1975).
[66] Bremsanlagen. ECE-Reglement No. 13, ECE 324 (1969 u. 1973).
[67] Hydraulic Brake Systems. FR; vol. 32 (1967) u. vol. 40 (1975).
[68] New pneumatic tires. FMVSS 109.

[69] New pneumatic tires for vehicles other than passenger cars. FMVSS 119 und FR; vol. 38 (1973) u. vol. 40 (1975).
[70] Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen; VDI-Richtlinie 2057; VDI-Handbuch Schwingungstechnik. (1963).
[71] Innengeräuschmessungen in Kraftfahrzeugen. DIN 45 639.
[72] Lüftungstechnische Anlagen (VDI-Lüftungsregeln). DIN 1946, Bl. 3 (1962).
[73] Acceleration and passing ability. US-Motor Vehicle Safety Regulations, Part 575, Subpart B No. 106 u. FR, vol. 34 (1969).
[74] Zomotor, A., Ein korrelationsoptisches Verfahren zur direkten Messung von instationären Schwimm- und Schräglaufwinkeln am Kraftfahrzeug. ATZ 77 (1975), S. 213–218.
[75] US-Intermediate ESV. US-Technical Spezification NHTSA-Department of Transportation, Washington (1973).
[76] Cornil, E., Unfallsicherheit und Automobilkonstruktion II – Die Forschungen und Versuche bei FIAT. Automobil-Revue 54 (1968), S. 21.
[77] Drebinger, P., Lingenfelser, P., Automatisch gesteuerter Kraftwagen für Reifenversuche. Funkschau (1969), S. 139–140.
[78] Schimkat, H. J., Unterreiner, E. W.,Will, R. W., Guidance of Vehicle by Telecommand in Order to Simulate Accidents. SAE-Paper No. 720677 (1972).
[79] Graupmann, R., Wagner, K.-H., Entwicklung, Bau und Erprobung einer programmierten Fahrmaschine. Interner Bericht der VW-Forschung (1975).
[80] Lincke, W., u. a., Simulation and Measurement of Driver Vehicle Handling Performance. SAE-Paper No. 730489, 5 (1973).
[81] Braess, H. H., Fortschritte der Technik in Jahresübersichten, Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik. VDI-Zeitung, 116, Nr. 18 (1974) S. 1445–1518.
[82] Bestimmen der Geräuschanteile von Straßenfahrzeugen mit Verbrennungskraftmaschine. VDI 2563 (1970).
[83] Measurement of Noise Emitted by Road Vehicles. ISO R 362.
[84] Außengeräuschmessungen an Kraftfahrzeugen. DIN 45636.
[85] Hartwig, H., Kritische Betrachtung der Außengeräuschmeßverfahren für Personenkraftwagen mit handgeschaltetem Getriebe. Technische Überwachung 16 Nr. 7/8 (1975), S. 203–204.
[86] Betzl, W., Messung der Geräuschentwicklung in Form einer Nahfeldmessung. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik, Heft 235 (1974).
[87] Frietzsche, G., Geräuschmeßmethode für Kratffahrzeuge zu § 49 StVZO. ATZ 76 Nr. 6 (1974), S. 175–182.
[88] Bestimmung des Schallabsorptionsgrades im Hallraum"; DIN 52212;
[89] Geräuschmessung an Maschinen, Luftschallmessung, Hallraumverfahren, Rahmen-Meßvorschrift (in Vorbereitung) DIN 45635, Bl. 2.
[90] Geräuschmessung an Maschinen, Luftschallmessung, Hüllflächen-Verfahren, Rahmen-Meßvorschrift. DIN 45635, Bl. 1. ***** Luftschallmessung Hüllflächen-Verfahren, Verbrennungsmotoren, DIN 45635, Bl. 11.
[91] Präzisionsschallpegelmesser, Allgemeine Anforderungen, DIN 45633, Bl. 1.

Sonderanforderungen für die Anwendung auf kurzdauernde und impulshaltige Vorgänge (Impulsschallpegelmesser) DIN 45633, Bl. 2.
[92] Schallpegelmesser und Impulsschallpegelmesser, Anforderungen, Prüfung. DIN 45634.
[93] Steinbrenner, H., Müller, E., Zur Schwingungsanalyse an Kraftfahrzeugen, Verfahren zur Analyse nach Ordnungen. ATZ 69 (1967), S. 17–22.
[94] Steinbrenner, H., Müller, E., Lennartz, H., Automatische Ordnungsanalyse von Motorschwingungen. Elektronik (1967), S. 343–349.
[95] Bestimmung der Luft- und Trittschalldämmung, Meßverfahren. DIN 52210, Bl. 1.
[96] Bösenberg, D., Welsch, D., Prüfstand zur Beurteilung schalldämmender Bauteile und Werkstoffe für Kraftfahrzeuge. ATZ 76 (1974), S. 322–327.
[97] Interne Schrift der Firma Grünzweig und Hartmann, Ludwigshafen.
[98] Interne Schrift der Firma Interkeller AG, Zürich.
[99] Interne Schrift der Firma Dr. A. Stankiewicz, Celle.
[100] Bestimmung des Schallabsoprtionsgrades und der Impedanz im Rohr; DIN 52215.
[101] Biegeschwingungsversuch. Allgemeine Grundlagen zur Bestimmung der dynamisch-elastischen Eigenschaften stab- oder streifenförmiger Probekörper. DIN 52440, Bl. 1.
Bestimmung des komplexen Elastizitätsmoduls. DIN 52440; Bl. 2.
Bestimmung von Kenngrößen schwingungsgedämpfter Mehrschichtsysteme, DIN 52440, Bl. 3.
[102] Butters, J. N., Holography and its Technology. London (1971).
[103] Stroke, G. W., An Introduction to Coherent Optics and Holography. New York, London 1969.
[104] Kiemle, H., Röss, D., Einführung in die Technik der Holografie. Frankfurt 1969.
[105] Felske, A., Happe, A., A special interference Hologram Camera for quick vibration analysis of drive units and car bodies. Proceedings of the 11th International Congress on High Speed Photography London 1975.
[106] Felske, A., Holografie in der industriellen Meßtechnik; Tagung der Deutschen Physikalischen Gesellschaft, Nürnberg 1974.
[107] Felske, A., Happe, A., Double Pulsed Laser Holography as a diagnostic method in the automotive industry. Engineering Uses of Coherent Optics, University of Strathclyde 1975.
[108] Rottenkolber, H., Einige Beispiele zur Anwendung der holografischen Interferometrie im Automobilbau. Automobil-Industrie 16 (1971).
[109] Ueha, S., Fujinami, M., Umezawa, K., Tsujiuchi, J., Mapping of noise-like sound sources with acoustical holography. Appl. Optics 14 (1975), S. 1478–1479.
[110] Michael, H., Quantitative deformation measurements of diffusely reflecting objetcts with the aid of holography. Appl. Optics 12 (1973) S. 1111–1113.
[111] Rottenkolber, H., Holografie als Meßmethode und praktisch angewandte Holografie. Werkstatt und Betrieb 103 (1970), S. 189–193.

[112] Steinbichler, H., Rottenkolber, H., Nondestructive testing by Laser measuring techniques. Proceedings of the 11th International Congress on High Speed Photography, London 1975.
[113] Erf, R. K., Holographic Nondestructive Testing. New York, London 1974.
[114] Elfinger, F. X., Die holografische Interferometrie und ihre meßtechnische Anwendung. Der Maschinenschaden 46 (1973), S. 137–140.
[115] Cannazzaro, M. J., Hill, F. W., Holographic inspection of tires. SAE-Paper No 740071 (1974).
[116] Litant, I., Nondestructive tire inspection studies at the Transportation Systems Center. SAE-Paper No. 730583 (1973).
[117] Grant, R. M., Brown, G. M., Holographic nondestructive testing in the Automotive Industry. SAE-Paper No. 690051 (1969).
[118] Müller, E. A. W., Zerstörungsfreie Materialprüfung. Archiv für technisches Messen, Blatt V 91190 (1973), S. 229–232.
[119] Steinbichler, H., Bestimmung der Oberflächengestalt durch Holografie. ATZ 12 (1971), S. 469–472.
[120] Ziekman, P., Mitteilung aus dem SKF-European Research Centre. Niederlande 1973.
[121] Michel, B., Seger, G., Die Holographie als Hilfsmittel zur Untersuchung der Gemischaufbereitung in Verbrennungsmotoren und Gasturbinen. MTZ 32 (1971), S. 252–255.
[122] Fock, M., Beispiele für die Anwendung von Radioisotopen im Automobilbau. Techn. Akademie Esslingen, Lehrgang 1715/0.20/4: Radioaktive Isotope in Technik und Wissenschaft (1972).
[123] Fock, M., Lies, K.-H., Schlumbohm, H., Zur Bestimmung der Feststoffemissionen von Ottomotoren. MTZ 35 (1974), S. 3–6.
[124] Kollmann, K., Die Anwendung radioaktiver Isotope für Forschungsaufgaben des Maschinenbaus. F.V.V.H. R 79 (1967).
[125] Fock, M., Neues radioaktives Meßverfahren zur kontinuierlichen Messung des Luftanteils im Öl während des Motorbetriebs. Erdöl und Kohle 27 (1974), S. 312–315.
[126] Friedlein, J., Fritzsche, G., Gervé, A., Volz, J., Ein radiometrisches Meßverfahren zur kontinuierlichen Bestimmung des Luftgehaltes im Motorenöl. MTZ 36 (1975), S. 196–200.
[127] Mozisek, M., Messung des Abriebs von Reifenlaufflächen unter Verwendung von Radionukliden. Teil I und II Isotopentechnik 2 (1962), S. 174–178, S. 205–210.
[128] Beermann, H. J., Reifenverschleißmessungen mit radioaktiven Isotopen. Automobilindustrie 14 (1969), S. 85–90.
[129] Fock, M., Ein neues radioaktives Meßverfahren zur Bestimmung der Abriebfestigkeit von Kraftfahrzeugreifen im Kurztest mit Abtastung über den Reifenquerschnitt. Automobilindustrie 19 (1974), S. 3–8.
[130] Fock, M., Ein neues radioaktives Meßverfahren zur kontinuierlichen Bestimmung des Ölverbrauchs von Benzinmotoren. ATZ 73 (1971), S. 75–79.
[131] Auerhammer, W., Bentele, W., Methoden der Ölverbrauchsmessung in Verbrennungsmotoren unter besonderer Berücksichtigung der Tritium-Durchflußmethode. MTZ 32 (1971), S. 84–90.

[132] Mayer, W. J., Moore, C. P., Krause, D. P., Lange, W. H., Murphy, C. B., Rapid Precise Measurement of Engine Oil Economy by a Radiometric Method. SAE-Paper No. 660058 (1966).
[133] Halliwell, H., Radiotracers. Reveal Engine Wear Driving Detergent Oil Filtration Study. SAE-Transactions 68 (1960), S. 288–234.
[134] Clelland, J. Mc., Billett, S. M., Filter-Life versus Engine Wear. SAE-Transactions 74 (1966), S. 922–936.
[135] Fodor, J., Keömley, G., Fuel Filter Test with Radioisotope Method. Acta Techn. Hung. 45 (1964), S. 409–426.
[136] Fodor, J., Keömley, G., Filteruntersuchungen von Kraftwagenmotoren mit Radioisotopen. Kraftfahrzeugtechnik (1967), S. 68–70.
[137] Kaiser, W., Isotopenanwendung. Die Anwendung der Dünnschichtaktivierung für Verschleißuntersuchungen an Verbrennungsmotoren. F.V.V.H. R 192 (1972), S. 1–17.
[138] Bentele, W., Einsatz von Radionukliden zu Kavitations-, Verschleiß- und Ölverbrauchsmessungen im Motorenbau. Kerntechnik 14 (1972), S. 584–590.
[139] Herkert, B., Schnellaufenden Wälzlager. Untersuchungen über Verschleiß- und Bewegungsverhalten schnellaufender Wälzlager mit Hilfe von Radioisotopen. F. V.V.H. R 125 (1971).
[140] Shipley, E. E., Gear and Spline Testing. SAE-Paper Nr. SP-336 (1968).
[141] Rüdinger, V., Die kontinuierliche Verfolgung des Verschleißverhaltens von Getriebeölen in der FZG-Zahnrad-Verspannungs-Prüfmaschine mit Hilfe der Radionuklidtechnik. Erdöl und Kohle 27 (1974), S. 201–204.
[142] Ehrlich, W., Ramdohr, H., Verschleißmessungen an einer PKW-Hinterachse mittels Radioisotopen. ATZ 66 (1964), S. 300–305.
[143] Staats, W., Radioaktive Verschleißmessungen in Motoren. MTZ (1957), S. 17–18.
[144] Batzold, J., Clarke, J. V., Kunc, J., Continuous Radiotracer Monitoring Shows how Piston Rings Wear in Service. SAE-Transactions 66 (1958), S. 602–611.
[145] Verschleißmessungen an Automobilmotoren mit Hilfe der Radioaktivität. Automobil-Revue 53 (1958), S. 19 u. 23.
[146] Möller, U. J., Prüfstand zur Verschleißmessung in Verbrennungskraftmaschinen mit Hilfe von radioaktiven Indikatoren. Materialprüfung 9 (1967), S. 179–183.
[147] Volz, J., Optimierung von Motoreinlaufprogrammen. F.V.V.H. R 222.
[148] Benoist, D., Les critéres du rodage pour un moteur diesel. SIA-Journal 37 (1964), S. 559–568.
[149] Wimmer, A., Einfluß der Belastungsgeschwindigkeit auf das Festigkeits- und Verformungsverhalten von Blechkonstruktionen am Beispiel von Kraftfahrzeugen. ATZ 77 (1975), S. 281–296.

Sachregister

Abdichtung 149
– Kolbenstange 149
Abdruckverfahren 791
Abgasemission 434
Abgasentgiftung und Benzineinspritzung 257
Abgasleitung 435
Abgasmeßtechnik 1389
Abgasprüfverfahren 1261
– Europatest 1262
ECE-Regelung 15 1262
– ECE-Regelung 24 1263
– CVS-Testverfahren 1264, 1265
– 9-Stufen-Zyklus 1265
– 13-Stufen-Zyklus 1265
Abgasqualität 45
Abgasreinigung 1267, 1278 ff.
Abgasrückführung 46, 386, 434, 1282
Abgasrückführventile 447
Abgasverluste 146, 148, 161
Abgaszusammensetzung 163
– Stirlingmotor 163 ff.
Ablagerungen 1212
– aus dem Kraftstoff 1212
– aus dem Schmierstoff 1238, 1241, 1246
Abnutzungsbild 514
Absorptionsgesetz 1468
Absorptionsmessung 1419
Abstrahlmaß 1366
Achsantrieb LKW 979
Achsantriebs-Systeme 979, 980
Achsfederung Omnibus 969
Achskörper 981
Achskopf 526
Achslastverteilung 1084
Achsregelung 705
Achsschenkel 526
Ackermann-Lenkung 612
ADR = Australien Design Rule 910
Aequidistante 71
Aktivität, katalytische 1305 ff.
– Ermittlung 1305
– Alterung 1306, 1310
– Konvertierungsgrad 1306
– Meßapparatur 1305, 1306
Akustik 1443 ff.
ALB-Regler 674, 681
Allradantrieb 1072, 1073, 1077, 1084
Allradlenkung 1087, 1092, 1096, 1097
Alternative Antriebe 1342 ff.
Alu-Silizium-Zylinder 25, 28
Analysenanlage 1403
Anfahrnickausgleich 536
Angleichung 231, 241
Anhängervorrichtung 1099, 1100
Anhänger-Steuerventil 674
Anregung, mechanische 1360, 1372
Ansauggeräusch 1351
Ansprechzeit 620
Antiblockierungssysteme (ABS) 513
Anti-icing-Additive 1213
Anti-Klopfmittel 1221
– -Oxidationsmittel 1211
API-Klassifikation
– Motoröl 1234
– Getriebeöl 1244
Aquaplaning 511
Arbeitsturbine (freie) 109, 111
Aromaten 1211
AS-Reifen 1074, 1075, 1076
Atmosphärendruckabhängiger Vollastanschlag 233
Audi-NSU-RO 80-Motor 92
Aufbaubeschleunigung 547
Aufladung 25, 28, 46, 386, 1359
Augellipsen 718
Ausbrand (Brennkammer) 120, 133
Ausgleichgetriebe 1006
Ausgleichsachse 598
Auspuffgeräusch 1351
Aussagekraft 496
Ausstattung 727
Außengeräusch 1444
– nach ISO R362 1444
Außenplanetenachse 981, 984, 990, 991, 992, 996
Außenplanetengetriebe 989, 991

Automatic Transmission Fluid (ATF) 1245
– Spezifikationen 1247
Automatische Getriebe 1245
– Klimaregelung 923
Automatischer Blockierverhinderer 697
Axialgebläse 271
– Entwurf 272
– Fertigung 275
– Geräusch 275
Axialkolbenpumpe 240
Axialkolbenventil 628

Batterie 315
Batteriekennwerte 316
Bauformen 720
Baukastensystem 955, 958 (Bild 6)
Bedienungsfehler 920
Begriffsbestimmung 1067
Behaglichkeit 925
Beiwagen 1201
Beiwerte für Kraftschluß, Triebkraft, Zugkraft, Bremskraft, Rollwiderstand 1071 ff.
Belüftung 922
Benzin-Blei-Gesetz 1215, 1223
Benzol 1211
Beschleunigung, freie 1417
Beschleunigungspumpe 190
Betriebsbremsanlage 649
Betriebsbremse hydrostatisch 1131
Betriebszustände 383
bias-belted-Reifen 494
biegeneutrale Zone 929
Biegeschwingung 929
Blechmantel 385
Bleitetra-äthyl/-methyl 1222
Blei-Bonus 1223
– -Empfindlichkeit 1222
– -Gehalt 1216
Blinkgeber 1042
Blockieren 698
Blocklenkung 626
Bolzenlochzentrierung 469, 471
Boxer-Motor 4, 28
Brandspuren 382
Bremsen in der Kurve 1440
Bremsenbelastung 1393
Bremsdrucksteuergerät 708, 709
Bremse 847, 848, 875, 876, 879, 880, 881, 882, 885, 888, 890, 893, 894, 895, 896, 897, 898, 899, 900, 901, 902, 903, 904, 905
Bremskraft-Schlupfkurve 698
– -Beiwert 698, 700
– -Regler 656, 671
– -Unterstützung 445
– -Verstärker 657, 668
– -Verteiler 653
Bremsleitung 674
Bremsleuchten 1039
Bremsnickausgleich 536
Bremsregler 697
Bremsrichtlinie 649
Bremsschlupf 513
Bremsverkürzungen 699
Bremswirkung 115, 132
Brennbarkeit von Innenmaterialien 909
Brennkammer 148, 152 ff.
Brennraum 1272
– -Form 1273
Brennstoffheizung 911
Brennverfahren 1358
Bugheizung 912

California-Test 132
Charakteristik 111
Chemilumineszenz 1400
Citroen-Wankel-Motor 101
Cloudpoint 1227
Cold Filter Plugging Point (CFPP) 1228
Cold-Cracking-Simulator 1230
Comprex 430
– Aufladung 46
CORC 1219
CVS-Verfahren 1395

Dachaufprall 753
Dämpfergummi 551
Dämpfung 536
Dämpfungsmaßnahmen 1465
Daimler-Benz–Wankel-Motor 99
Dashpot 234
Datenverarbeitung, geometrische 718
Dauerhaltbarkeit 514
Dauertest 1407, 1419
De-Dion-Achse 571

De-Dion-Hinterachse 781
Dehnungsausgleich (Abgasleitung) 438
Deicer 1213
Diagnose-Steckverbindung 1044
Diagonalreifen 488, 493
Dichtleiste 83
Dichtleistengeschwindigkeit 66
Dichtung (Abgasleitung) 437
Dieselabgase 1415
Diesel-Einspritzstrahl 1467
Diesel-Gasbetrieb 387
Dieselkraftstoffe 1226
– Kälteverhalten 1226
– Kennwerte 1226
– Filtrierbarkeit 1228
Differential 1003, 1004, 1009
Direkteinspritzanlagen 248
Direkteinspritzung 58
D-Jetronic von Bosch 253
Doppelachse LKW 1002, 1007
Doppelbelichtungs-Methode 1461
Doppelbettkatalysator 1299
Doppeldeck Omnibus 967
Doppelquerlenkerachse 557
Drehmomentencharakteristik 111
Drehmomentsteigerung 1120
Drehmomentwandlung 1118
Drehschieberventil 630
Drehzahlbegrenzung 332
Drei-Maschinen-Achsprüfstand 792, 793
Drillsteifigkeit, spezifische 938
Druckbegrenzerventile 448
Druckluftbremsanlage 673
Druckregler 674
Druckverlust 109
Druckverteilung am Fahrzeug 918
Druckvoreilung 677
Druckwandler 452
– Abgasrückführung 453
Dünnschichtaktivierung 1475
Dünnschichtdifferenzmeßverfahren 1475
Düsenhalter 243
Durchdrehwiderstand 339
Durchflußmeßverfahren 1474
Durchsatzkennlinie 412
Durchschnittsgeschwindigkeit 127
Durchtriebe 1002, 1004, 1005, 1006
ECE 959
Eigenlenkverhalten 616
Einachsschlepper 1085
Einbettkatalysatoranlagen 1298
Einpreßtiefe 466, 467
Einsatzschwerpunkte 490
Einspritz-Motor 13, 16, 19, 28, 31, 37, 39, 41
Einspritzdüsen 243
Einspritzsysteme 1467
Einwellen-Gasturbine 111
Einzeleinsteckpumpen 219
Einzelradregelung 705
Einzweckmaschinen 1085
Eis 509
Elektrische Heizung 910
Elektrodenabstand 1276
Elektronische Zündzeitpunktverstellung 327
Elektronisches Steuergerät 708, 709
Emissionen 363, 1267 ff.
–, Schadstoff 1254
Emissionsgrenzwerte 367, 368
Endkappen 721
Entfeuchten der Windschutzscheibe 910
Entfrosten der Windschutzscheibe 909, 923
Entfrosterdüsen 922
Entlastungsventil 226
Entstörung (Wischermotor) 297
Entwicklungstendenz 1202
– landwirtsch. Schlepper 1068, 1069
Entwicklungsversuche 496, 497
Entwicklungsziele 491
Erdgas 1209
Erdöl-Gewinnung, Reserve 1205
– -Verarbeitung 1207
Erlöschgrenze 132
Erregerkräfte 1356
Ersatz-Torsionsträgheitsmoment 940
Europa-Test 1392, 1394
Exzenterwelle 83

Fahrdiagramm 126
Fahrereinfluß 1393
Fahrerhaus, Frontlenkerbauart 951 (Bild 1)
–, kippbar 952

– Haubenausführung 953, 954 (Bild 3), 958 (Bild 7)
– Lagerung (hintere) 953, 955
– Unterflurausführung 955
– Untersitzmotor (Anordnung) 952
Fahrerplatz 1083, 1106, 1107
Fahrgeräusch 500
Fahrkurven 1391, 1418
Fahrmaschine 1441
Fahrstabilität 698, 699
Fahrtrichtungsanzeiger 1039
Fahrwerk 1190
Fahrzeugaufprall 1425
Fahrzeugbeschleunigungsanlagen 766
Fahrzeugklassen (EG) 650
Fahrzeugreifen 1466
Fahrzeugscheiben 916
Fahrzeugsicherheit 1420 ff.
Fahrzeugtür 1462, 1465
Fahrzeug-Simulator 1442
Fahrzustände eines Reifens auf nachgiebiger Fahrbahn 1073, 1074, 1075, 1076, 1078, 1079, 1080
Fahrzyklen 1391, 1417
Federbein 572
– -Lagerung 587
Federspeicher 583
– Membranzylinder 674, 683
Federsteifigkeit 539
Federung 536
–, aktive 553
–, hydropneumatische 582
–, spezifische 538
–, Reibungskräfte 539
Federungskomfort 496
Fehleranalyse 1405
Feldüberwachung 1413
Felgen 455, 487, 488
– -Bezeichnung 460, 461
– -mittenabstand 465, 466
Fernsteuerung 1440
Festigkeitsfragen 726
Feststellbremsanlage 651
Filmkameras 1430
Filtrierbarkeit (DK) 1226, 1228
Finite Element-Methode 727
Flachdichtung 397
Flachsitzventil 234
Flächenventil 226
Flammenionisation 1399
Flammglühanlage 388
Flammrohr 120
Flanschelement 222
Flüssiggas 1209
FMVSS = Federal Motor Vehicle Safety Standard 909
Förderbeginn 385
Folgesteuerung hydrost. 1135
Formfüllvermögen (Kolbenring) 376
Formkonzeption 718
Formtreueprüfung 1467
freie Beschleunigung 1417
Freilauf 826, 833, 846, 848, 875, 877, 881, 882, 893, 894, 895, 896, 897, 898, 899, 900, 901, 902, 903, 904, 905
Fremdkraftbremse 710, 711
Frequenzgang 621
Freßlastgrenze 1243
Freßtragfähigkeit 791
Frischluftbetrieb 911
Frischdienstanlagen 914
Frontalaufprall 742
Frontantrieb 783
Frontballast 1082
Frontoktanzahl 1217
Frontscheibe 1051
Frontsitzschlepper 1083, 1095
Funkendauer 321, 1278
Fußkraft beim Bremsen 657

Gas 1311, 1312
– -dichtungen 83
– dynamischer Aufladeeffekt 415
– –, Druckwellenmaschine 431 ff.
– -erzeuger 102
– -generator 113
– -laser 1458
– -leistung 113
– -mischpumpe 1402
– -turbine 1347
Gattungsbezeichnungen und Gestaltungsformen 1161
Geber, induktive 707, 708
Gebläse 447
– -geräusch 1352
Gefahrklassen 1227
Gefrierpunkterniedrigung 1213
Gelenkomnibus 966

Gemischbildung 1270
– -umführung 180
Gemmer-Lenkung 624
Generator 301
– -auslegung 301
– -bauformen 306
–, Gegenkompound 811, 813
–, Drehstrom 811, 812
Geometrische Datenverarbeitung 718
Geradeausstabilität 502
Gerätegewicht 1081, 1082, 1103
– -kombinationen 1094ff.
– -träger 1083, 1094
Geräusch-Stirlingmotor 161
– -dämpfung 47
– -dämpfungsmaßnahmen 1132ff.
– -entwicklung 136, 137
– -komfort 497
Geruch 382, 383
Geschwindigkeitsanregung 1366, 1375
Geschwindigkeitssteuerung hydrostat. 1140
Geschwindigkeitstüchtigkeit 488, 514
Gestängesteller 682
Getriebeöl-Belastbarkeit 1243
– Klassifikation 1244
– Viskosität 1242
Getriebe 1463
–, automatische 1245
– Bauarten 851
– Beispiele 817, 856, 892
– Elektrische 811, 812
–, Föttinger- 821, 824
– Gehäuse 1462, 1463
–, Gruppen- 852, 869, 1088
– hydrodynamisch 804, 821, 828, 833, 834, 844
– hydrostatisch 814, 815, 816, 817, 818, 819, 820, 841, 1090
– Jarchow 842, 843
–, Keilriemen- 808
– Kette 874
–, Koppel- 873, 874
–, Nutzfahrzeug- 850, 863, 864, 865, 866, 867, 868, 869, 901, 902, 903, 904, 905
– Öl 886
–, PKW- 850, 857, 858, 859, 860, 861, 862, 893, 894, 895, 896, 897, 898, 899, 900
–, Planeten- 840, 869, 870, 871, 872, 873, 874, 875, 876, 877, 878, 879, 880, 881
–, Sammel- 841, 842, 844, 845, 846
– Steuerung 885
– Steuerung mit Fahrdrossel und Grenzlastventil 1142
–, Strömungs- 804, 821, 823, 824, 826, 846, 847
–, Stufen- 801, 806, 849, 851
– stufenlose 806, 814, 849
– -träger 1464
–, Umschlingungs- 808, 809
–, Vorgelege- 851, 876, 877
–, Wälz- 807, 808
Gewichtsverteilung 1081, 1087
Gierreaktion 618
Gierverhalten 1440
Gleichdruckventil 229
Gleichdruckvergaser 198
Gleichförderung 220
Gleiskettenantrieb 1072, 1093
Glühlampen, Halogen 1028
Grenzwert der Filtrierbarkeit 1228
Großpreßteile 954
Großschlepper 1068, 1069, 1083, 1086, 1087
Gürtelreifen 487
Gummireibungstheorie 505
Gummi-Gleitlager 591
– -Metall-Lager 1466
Gurtkraftbegrenzer 759
Gurtstrammer 759
Gurtverankerungen 762

Halbblocklenkung 626
Hallgeber 322
Hallraum 1448
Halogen-Glühlampen 1028
– Kreisprozeß 1029
Haltesysteme 757
Handbremsventil 674
Handkraftbegrenzung 632
Harmonische Schwingung 1461
Hauptrahmen 928
Hauptsystem 183
Hauptzylinder 666
H/B-Verhältnis 487
HC+CO-Katalysatorbett 1300
HC-Messung 1399

Heckantrieb 783
Heckaufprall 753
Heckscheibe 1051
Hecksitzschlepper 1083, 1093
Heißluftmotor 139
Heißstart, Heißabfahren 192
Heizung, elektrische 910
Heizungsgebläse 917
Hilfsantriebe 130, 133
Hilfsbremsanlage 651
Hilfskraftlenkung 625
Hilfsrahmen 928
Hinterachsanlenkung Omnibus 973, 974, 975
Hinterachsantrieb 1072, 1073, 1077, 1084
Hinterachse 568
Hochdruckbremsanlage 690
Hochdruckeinspritzung 385
Hochgeschwindigkeitsklopfen 1224
Hochspannungserzeugung 328
Hochspannungsverteilung 332
Hochtrieb 812, 813
Höchstgeschwindigkeit 488
Höhenkorrektur 211
Holografie 1458
Holografische Interferometrie 788
Hologrammkamera 1458, 1459
Horizontalschlitten 1416
H-Punkt 717
Hub-Bohrungsverhältnis 1272
– -fähigkeit 1082
Hubvolumen 1
Hüllkurve 68
Hydro-Achsantriebe 1012, 1013, 1014
hydrostatische Getriebe 1090
– Lenkung 637
Hypoidversatz 783

Immission(en) 364, 365, 1258, 1259
Impedanz, mechanische Anregung 1453
INA (Internationale Normatmosphäre) 106
induktive Geber 707, 708
Induktionsgeber 322
Infrarot (NDIR) 1398
Innenausstattung 734
Innengeräusch 1444, 1446
Innenraumtemperaturen, mittlere 917
Innentrommelprüfstand 502, 506, 516
Innenwiderstand 321
Insassenbewegung 1425
instabiles Gebiet, Bereich 701, 703, 705
Integralmessung 1394ff.
Integrierte Klimaanlage 910
Interferenz 1460
Intervallschalter 1063
– für Scheibenwischer 1043
Isotopenverfahren 1468
Japan-Test 1392

Kabinen 1087, 1094, 1097, 1098, 1107
Kälteleistung von Omnibus-AC-Anlagen 912
Kältemittel-Kompressor 925
Kälteprüfstrom 316
Kalifornien-Test 1392
Kaltrauch 388
Kaltwassersperre 924
Kammervolumen 74
Kapselung zur Geräuschdämpfung 51
Karosserieentlüftung 918
Karosseriegeräusch 1355
Karosserieprüfung (statisch) 1422
Karosserieüberdruck 919
Katalysator 387
– Anlagen 1298ff.
– Arten 1297ff.
Katalytische Abgasreinigung 1296ff.
Kegelradantrieb 995, 996
Kegelrollenlager 585, 787, 789
Kennfeld eines
– Fahrzeugs 798, 799
– Motors 819, 821, 829, 830, 832, 849
– Wandlers 832, 835, 844
Kennzahlen (Aufladesystem) 420, 421
Kennzeichenleuchten 1036
Kennzeichnung 488, 489
Keramik 124
Kinderhalteeinrichtungen 763
K-Jetronic von Bosch 250ff.
Klimaanlage, integrierte 910
Klimaregelung, automatische 923
Klopf-Bremsen 1221
– -Festigkeit 1216
Klopfen bei Beschleunigung 1220
– bei Vollast 1220, 1224
Knicklenkung 1088

Knieschutz 735
Körperschall 1362, 1374, 1443
– -dämmung 1378
– -dämpfung 1378
Kolbenring 371
– -verschleiß 1474
Kollisionsarten 741
Komponenten 363, 364
Kondensatorzündung 331
Konstruktionsart 493
Konstruktionsbeispiele (Laderanbau) 435–441
Kontaktlose Zündauslösung 324
Konvertierungsanlagen 1209
Kopfmodell 1428
Kopfstützen 731
Koppelebene 1101, 1105
Koppellenkerachse 577
Koppelmasse 547
Korrosionsschutz 1212
Kraftanregung 1362, 1374
Kraftheber, elektronisch 1158
Kraftschluß, längs u. quer 505 ff.
Kraftstoffe, alternative 1209, 1224
Kraftstoffverbrauch 106, 109, 110, 114
Kraftstoff-Vorlagerung 236
– -dampf 1414
– -einsparung 515
– -förderpumpen 261
– Luftverhältnisse 1270
– -rücklauf 263
– -schmierung 235, 243
– -übertragung 1186
– -verbrauch 1277, 1292
– -zusätze 387
Kreiskolbenmotor 1462
Kreuzkopftriebwerk 156, 157
Kriechgänge 1088
Kühler 284
Kühlgebläse 267
Kühlleistung (Ladeluftkühler) 425
Kühlluft 108
Kühlmittel 289
– -Behälter 286
– -Kreislauf 283
– -Temperatur-Regelung 295
Kugelumlauflenkung 624
Kupplung 842, 846, 848, 875, 876, 877, 878, 879, 880, 882, 883, 885, 893, 894, 895, 896, 897, 898, 899, 900, 901, 902, 903, 904, 905, 1462
–, elektrische 802
–, Föttinger- 803
–, hydraulische 803, 1090
–, hydrodynamische 803, 804
–, hydrostatische 803, 842, 899
–, Klauen- 863, 864, 865, 868
–, Magnetpulver- 802, 803
–, Reib- 801, 802, 853
–, Schlupf- 800
–, Strömungs- 826
–, Trenn- 801
–, Turbo- 803
Kupplungsplatte 1466
Kupplungspunkte 1101, 1104
Kurbelgehäuseabgas 1413
Kurbelgehäuseentlüftung 1212, 1241, 1271
Kurbeltrieb 151
– Stirlingmotor 151 ff.
Kurshaltung beim Bremsen 660
Kurvenstabilität 502

Labda-Sonde 258
Ladebilanz 302
Ladedruckabhängiger Vollastanschlag 232
Ladeluftkühlung 294, 422 ff.
Ladungswechsel 421
Längslenkerachse 577
Lärmbelästigung 1107
Lärmminderung 1371
Lagerlebensdauer 791
Lambda-Sonde
siehe Abgassonde 1304, 1308
Lastfederung 541
Lastschaltung 1088
Laufflächenbewehrung 392
Laufruhe 500
Lebenserwartung 514
Leckluft 108
Leckölose Düsen 244
Leerlaufemission 1413
Leerlaufsystem 175, 187, 188
Legierungen 122, 123
Leistungsbegrenzung 412, 427–430
–, Füllungsanschlag 414
Leistungsdiagramm 126
Leistungsgewicht 1085

Leistungsteilung 835, 836, 840, 841, 844, 845
Leistungsverzweigung 833, 844, 845
– äußere 834, 836
– einfache 838, 840, 841
– hydrostatische 839
– innere 833, 834
– mehrfache 837, 838, 839, 840
Leistungszahl 804, 821, 824, 825, 830, 844
Leitrad 804, 823, 824, 825, 826, 827, 833, 834, 848
Lenkbarkeit 698, 699
Lenkbegrenzung 636
Lenkelastizität 606
Lenker 590
– -lager 591
Lenkfähigkeit 1081, 1082
Lenkgeometrie 612
Lenkgetriebe 622
Lenkhilfen 637
Lenkkraft 501
Lenkmoment 610
Lenkpräzision 501
Lenkpumpe 638
Lenkrad 645
Lenkradwinkelpotentiometer 1438
Lenkrollhalbmesser 531, 611
–, ideeller 531
–, negativer 532
Lenksäule 641
Lenkschnecke 625
Lenkspindel 641
Lenktriebachse 986, 991
Lenkübersetzung 604
Lenkung 603
–, hydrostatische 637
– Wirkungsgrad 608
Lenkverhalten 616
Leuchtweiterregler 1021
Licht, polarisiertes 1033
Lichtabsorptionskoeffizient 368
Lichtwischer 1057, 1060
L-Jetronic von Bosch 254 ff.
LKW-Dach-AC-Anlagen 912
LKW-Trommelbremse 684
Load Index 489
Lochdüsen 243
Lochventil 226
Losbrechmoment 119
LSI-Technik 709
Lucas-Einspritzung 248 ff.
Lüfter 269
Luftbehälter 674
Luftdruck, Soll 505
Lufteintritt 918
Luftfederung 592
Luftgekühlte Motoren (Aufladung) 440, 441
Luftkühlung 26, 28
Luftmengenmessende Systeme 250, 254
Luftsacksysteme 763
Luftschall 1443
Luftseitige Regelung 919
Luftstrom durch Heizung 915
Luftverschmutzung 365

Magnetventile 700, 709, 711
Mantelrohr 642
Massenausgleich an 3-Zyl.-Schlepper-motoren 1069, 1070
Massenemission, kontinuierlich 1397
Massenkräfte 153
– Stirlingmotor 153, 156, 162
Maßkonzeption 717
Matchen 501
Materialien 494
Materialprüfung 1466
Mc Pherson-Achse 562
mechanische Anregung 1360, 1372
– Impedanz 1453
Mehrbereichsöle 1232
Mehrkreis-Schutzventil 674
Membranpumpen 261, 443
Membranventil 262
Membranzylinder 682
Mengencharakteristik 230, 239, 241
Meßanlagen 1430
Meßaufnehmer 1430
Meßdatenerfassung 1435
Meßdatenverarbeitung 1435
Meßunsicherheit 1405
Meßwerterfassung 517
Methanol 1208, 1224
– Zusätze 1311, 1312
MIK-Wert 365
Mineralölprodukte 1207
Miniblockfeder 589

Mittelgetriebe 988, 994, 997, 1008, 1009
Mittelsitzschlepper 1083, 1085, 1096
Mittenzentrierung 469, 471
Mittlere Innenraumtemperatur 917
mittlerer Nutzdruck 45
Mobile Teststation 1404
Modalanalyse 1397
Momentanpol 533
Momentanzentrum 533
Monolith 1297ff.
Motor 1166
– Bremswirkung 687
–, Diesel- 819, 844, 849, 888
– Drehmoment 800, 805
–, Elektro- 811, 812, 813
– Kolben 1462
– Leistung 805, 828, 831, 832
–, Öl- 816, 819, 833, 839, 840
–, Reihenschluß- 811
–, Synchron- 812
–, Verbrennungs- 799, 804, 811, 812, 813, 814, 819, 820, 828, 832, 849
– Zapfwelle 1089, 1091
Motorenbenzol 1211
Motorengeräusch 1351, 1356, 1368
Motorenöl – Einsatz 1241
– Einsatztemperaturen 1233
– Klassifikationen 1234
– Spezifikationen 1238
– Teste 1238
– Viskosität 1229
Motorische Maßnahmen 1267
Motorwagen-Bremsventil 674, 680
multipass-Effekt 1072, 1076, 1087

Naben-Planetengetriebe 981
Nachlauf 530, 611
– -achse 598
–, pneumatischer 531
– -versatz 530, 611
Nachspur 527, 611
Nebelscheinwerfer 1026
Nebelschlußleuchten 1037
Niveauregelung 579
Nockenwellen 219
Normatmosphäre 106
Normformring 381
NO_x-Katalysatorbett 1300
NO_x-Messung 1400
Normung 488, 489, 490
Notlauf 495
NSU – Spider-Motor 91
– Wankel-Motor 65
Nutzdruck, mittlerer 45

Oberflächenrauhigkeit 510
Oberland-Linienomnibus 968
Oberlenker 1100, 1101, 1104
Ölabstreifring 380
Ölbehälter 641
Öldichtung 85
Öldosierung 219
Ölkühlung 290
Ölpumpe 803, 814, 815, 817, 819, 839, 840, 848, 890, 899
Ölverbrauchsmessung 1471
Ölverschäumung 1469
Offene Strahler 1471
Oktanprofil 1216
Oktanzahl 1214
– -bedarf 1218
Olefine 1211, 1212
Omnibus 965
– Klimatisierung 911
Opazimeter 1420
Ordnungsanalyse 1451
Otto-Abgas 1389
– -Motoren 1
Ottokraftstoff 1209
– Kennwerte 1209
– Komponenten 1210
– Zusätze 1211
Oxidationsinhibitoren 1212

Pannensicherheit 495
Parkiermomente 626
Partikelmessung 1469
Paßformring 381
Plateau-Honung 385
Pendelfederachse 595
Perimeterrahmen 525
Pittinggrenze 1243
Planetenachse 983, 994, 995
Planetengetriebe 1088
Plattenwärmetauscher 149
Pleuelstange 1462, 1466
polarisiertes Licht 1033
Polycyclen 382
Pourpoint 1227

Power Transfer-System 131
Pralldämpfer 740
Pralltopf 643
Primärzone 120
Probennahme 1394
Prüfgase 1401
Pulsconverter 418
Pumpe 804, 816, 818, 821, 822, 823, 824, 825, 826, 834, 839, 842, 844, 846, 847, 848
Pumpendüse 236
Pumpenelement 219

Quer-Antriebs-Aggregat 785, 786, 787, 788
Querschnittsverformungsmomente 938
Questor-System 1292

Rad 455 ff.
– Aufhängung 523
– Beanspruchung 475 ff., 483
– Befestigung 469 ff.
– Drehzahlgeber 706
– Exzentrizität 471 ff.
– -lader 1093
– -lagerung 584, 786, 789, 790, 791, 792
– -lastschwankung 547
– -nabenmotor 1012
– Prüfung 480 ff.
– -stand 527, 1081, 1082, 1084
– Unwucht 471
Radialkolbenmotor 1149
Radialkolbenpumpe 239, 242
Radialreifen 487, 494
Rahmen-Drehfederkonstante 938
– Horizontalbiegung 930
– Querbiegung 935
– Systemlinienaufbau 936
Rangfolgen 496
Rauchgase 1417
Rauchgrenze 412, 415
Raumnockenregler 248
Raumumschließungsflächen 925
Reaktionskolben 632
Reaktionsstrebe 591
Rechneranschluß 1404
Reflexionsarmer Raum 1447
Regeleingriff am Vergaser 210
Regelung 146
– Stirlingmotor 146
Regenerator 109, 110, 140, 152 ff.
Regler für Leerlaufdrehzahl 185
– für Saugrohrunterdruck 185
re-heat-Prinzip 910
Reibungskreis 506
Reibungskurven 677
Reibwertcharakteristik (ATF-Öle) 1246, 1248
Reifenausführungen 489
Reifenbauteile 493
Reifen, bias-belted 494
Reifengruppen 487
Reifeninnendruck 514
Reifennachlauf 531
Reifensitz 505
Reifenverschleißmessung 1469
Reiheneinspritzpumpen 218
Reißlänge 122
Rekuperator 109
Reservereifen 495
Resonanzaufladung 416
Response Time 620
Retarder 844, 905
Rhombentriebwerk 151
Richtungsstabilität 619
Rillenkugellager 786, 789
Ringfelge 458
Risiko (Typprüfung) 1411
Ritzel-Achse 981
Rohranschluß 219
Rollachse 534
Rollbalgluftfeder 970
Rollenprüfstand 1393
Rollgeräusch 499, 500, 1354
Rollmembran 150
Rollsteuern 618
Rollwiderstand 515, 1073
Rotationskolbenmotor 65
Rubinlaser 1458
Rückförderpumpe 710, 711
Rücklaufsysteme 263
Rückruf 1413
Rückstandsumwandler 1212
Rückstellmoment 503
Rückströmdrossel 226
Rundlaufprüfung 500

Sackloch 243
Sacklochvolumen 385

SAE = Society of Automatic Engineers 910
– Empfehlung 1051
Sammelbeutel 1394, 1397
Saugdrossel 238
Saugrohraufladung 416
Segmentfelge 458
Seitenaufprall 749
Seitendüsen 923
Seiteneinlaß 78
Seitenführungskraft 503
Seitenkraft 698, 699
Seitenkraftbeiwert 698
Seitenkraftsteuern 618
Seitenwandabrieb 515
Sekundärluft 447
– Einblasung 1299, 1302, 1303
– Steuerventil 448
Sekundärverluste 119
Sekundärzone 120
Selbstansaugung der Sekundärluft 450
Selektive 1308
Serienprüfung 1412
Servolenkung 625
Servoverstelleinrichtung 1138
Shuttle 238
Sicherheitsabstand 1411
Sicherheitsfelgenschultern 457
Sicherheitsgurte 757
Sicherheitslenkrad 646
Sicherheitsschaltung 708
Sicherheitsvorschriften 715
Sichtkonzeption 718
Sichtverhältnisse 1051
Signalleuchten 1036
Sitze 731
Sitzventil 627
Smog 365, 1257
Sommerbelüftungsdüsen 921
Sonnenenergie 916
SOZ-Bedarf 1218
Spannungsangebot 321
Spannungsregler 309
Speed Index 489
Spektrale Dichte 546
Sperr-Differential 1002, 1006, 1010, 1011
spezifische Drillsteifigkeit 938
– Drill-Widerstandsfähigkeit 938
– Festigkeit 122, 123
– Leistung 106
Spezifischer Kraftstoffverbrauch 106, 109, 110, 114
Spiegel 727
Spikes 515
Spreizung 530, 610
Spritzdruck 1056
Spritzversteller 239, 240, 245
Spülanlage 1059
Spulenzündung 328
Spurdifferenzwinkel 613
Spurtreue 1440
Spurverstellung 468, 469
Spurweite 527
SR-Punkt 717
Superkraftstoffanteil 1215
Swedish-Standard SM 22983E 1057
Synchronisierung
–, Servo-Sperr- 855, 856
–, Sperr- 854, 855, 858, 859, 860, 861, 862, 863, 864, 865, 866, 867, 868
Synchronisierungsgetriebe 73
Synthetische Schmierstoffe 1248
Systematische Fehler 1406
Systemlängen 938
Systemschlepper 1083

Schadstoffbildung 367, 381
Schadstoffe 1267ff.
Schadstoffgehalt (Abgase) 105, 121, 132, 136, 137
Schalldämmung 1455
Schalldämpfer 1351
Schalldruckpegel 1349
Schallpegel 499
Schallübertragung 1455
Schaltelement 856, 875, 876, 877, 880, 881, 882, 883, 887, 888
Schaltgeräte (für elektrisches Bordnetz) 1042
Schaltprogramm 875, 888, 889, 890
Schaltstoß 106, 134, 135
Schalttafel 734
Schaltung 852
– formschlüssig 852
–, Klauen- 852, 853
–, Stift- 852, 853
–, Synchron- 853, 854, 857
–, Zugkraft- 876, 878, 879, 880, 882, 883, 886, 887

Schaltzeit 856, 884
Schaufelkühlung 119
Scheibenbremsen 661, 685
Scheibenrad 1462
Scheibenwaschanlagen 1056
– Netzmittel 1056
Scheibenwischanlagen 1051
–, Arten der 1052 ff.
– Frontscheiben-Wischanlage 1051 ff.
– Gegenlauf-Anlagen 1053 ff.
– Gleichlauf-Anlagen 1052 ff.
Scheinbare Viskosität 1230
Scheinwerfer 1017
– Mehrstufensysteme 1034
Scherstabilität v. Motorenölen 1233
Schichtlademotor 1342
Schiebebetrieb 180
Schiebersteuerung 233, 240
Schiebezahnrad 852, 853
Schlagpendel 768
Schlepperhydraulik, integriert 1153/1155
Schlepperkraftheber 1155
Schlepperprüfung 1067, 1068
Schließdämpfer 183
Schließwinkel 330
Schlösser 729
Schluckvolumen 243
Schlupf 505, 698, 700, 703, 800, 803, 884, 887, 1070, 1072 ff.
Schlußleuchten 1037
Schmidt-Zyklus 142
Schmierölverbrauch 105, 135
Schneckenantrieb 1007
Schnee 512
– -lampen 1071, 1093
Schrägfederung 535
Schrägkugellager 585
– doppelreihig 787, 790 ff.
Schräglaufwinkel 698, 1078 ff.
Schräglenkerachse 573
Schräglenker-Hinterachse 781
Schrägschulterfelge 458
Schraubenfeder 589
–, nichtzylindrische 589
schubfest 928
Schubluftventil 183
Schüttgut, s. Granulat 1297
Schutz der Insassen von Nutzfahrzeugfahrerhäusern 959
Schwerlastfahrzeuge 1415, 1416
Schwerpunktabstand 1082, 1086
Schwimmersystem 189
Schwingungseigenschaften 721
Schwingungsform 1465
Schwimmkolben 711
Schwingbequemlichkeit 541
Schwingungsersatzmodell 544
Schwingungsformen 1364
Schwingungsmessung, holografische 1461
Schwingungsstabilität 619
Schwingzahl 540

stabiles Gebiet, Bereich 701, 702, 703, 705
Stabilisierte 3-Achs-Plattform 1439
Stadtlinien Omnibus 966
Stahlgliederkette 810
Standard-Bauweise 780
– -schlepper 1083, 1093
Starrachse 568, 780
Startanlage, Bemessung 337
Startdrehzahl 340
Starteinrichtung 183, 201
Starter 335
Starthilfsmittel 344
Starttiefsttemperatur 338
Statische Fahrzeugstabilisierung Omnibus 975
Statistische Methoden 496
Staudruck 917
Steifigkeit, dynamisch 1463
Steilschulterfelge 459, 460
Steuerkante 627
Steuerschieber 632
Steuerung des Gangwechsels 888
– des Öldrucks 887, 888
Stirlingmotor 139, 1347
– Abdichtungen 149
– Abgaszusammensetzung 163 ff.
– Bauformen 151 ff.
– doppeltwirkend 153
– Geräusch 161
– Hilfsgeräte 151
– Kreisprozeß 142
– Leistung 142 ff., 158 ff.
– Regelung 146
– Verbrennungssystem 148
– Versuchsergebnisse 158 ff.

– Versuchsmotoren 166
– Vielstoffähigkeit 165
– Wirkungsgrad 142ff., 158ff.
Störgrößen bei der Klimatisierung 914
Stoßaufladung 418
Stoßfänger 737
Strahlungswärme 914
Straßenoktanzahl 1218
Straßenschonende Bauweise 516
Straßenunebenheiten 546
Strömungsbremse 688
Stützlast 1077
Sturz 528, 612

Tandemachse 595
Tangentialkraftdiagramm 655
Taumelscheibentriebwerk 155
Teilchenanalysator 1467
Teilkapselung 1379
Teillastverhalten 111, 114, 116
TEL/TML 1222
Temperaturregelung 147
– Stirlingmotor 147
Temperaturschichtung 923
Temperatursollwert 924
Tertiärzone 120
Testpuppen 768
Testschlitten 767
Teststation, mobile 1404
Thermische Abgasreinigung 1278ff.
Thermoreaktor 1289, 1293
Thermoschock 124
Tiefbettfelge 455
tire uniformity 500
Toleranzbänder 676
Torsionsgummilager 591
Torso 1429
Toyo-Kogyo-RX 3 96
Tracermethode 1468
Tragachse 981, 1101
Tragfähigkeit 487, 489
– des Schleppers 1081, 1082
Tragschlepper 1094
Traktion 515
Traktionskoeffizient 807, 809, 810
Triebkraft 1072, 1073
Triebwerk 1166
– Stirlingmotor 151ff.
Trochoide 65
Trocknung der Luft 911
Tropfenanalyse, holografisch 1467
Tunnelbauweise, Gestell 63
Turbine 804, 822, 823, 824, 825, 833, 834, 844, 845, 846, 847, 848
Typenempfehlung Omnibus 969
Typprüfung 367, 368, 1407

Übergangsverhalten 619
Überlebensraum 960
Überschlag 753
Überschleppverlust 109
Übersetzung 808, 809, 810, 814, 828, 837, 839, 844, 856, 857, 858, 859, 860, 861, 862, 863, 864, 865, 866, 867, 868, 869, 871, 874, 875, 876, 893, 898, 899, 900, 901, 902, 903, 904, 905
–, differentielle 605
–, integrale 605
–, wirksame 607
Übersteuern 617
Übertragungsmaß 1368
Umfangseinlaß 78
Umfangskraft 1073
Umgebungsbedingungen 427–430
Umluftbetrieb 911
Umluftkanal 177
Umschlossene Strahler 1469
Umstürzbügel 1106
Unterdruckerzeugung 443
Unterdruckverstellung 327
Unterlenker 1099ff., 1104
Unterlenkerregelung 1156
Untersitzheizgeräte 912
Untersteuern 617
US-Test, Diesel 1418
– Otto 1392

Ventilator 269
Ventileinheit 700
Ventil-Steuerung 1279
Verbrennung 381
Verbrennungsgeräusch 1352, 1356, 1371
Verbrennungssystem
– äußeres 148
Verbrennungsverfahren 383, 384
Verbundlenkerachse 577
Verdampfungsverlust b. Schmieröl 1249

Verdichter 674, 678
Verdichterkennfeld 117, 118
Verdichtung 1272
Verformungsmessung 1462
Vergaserfließbank 212
Vergaservereisung 193, 1212
Vergleichsspannungen 938
Verletzungskriterien 1429
Verschlechterungsfaktor 1409, 1411
Verschleißgrenze 1243
Verschleißmessung 1472
Verschleißverhalten 791
Verspannungs-Prüfstand 790, 793
Verstelleinrichtung, zweistufenhydrost. 1137
Verstell-Leitkranz 113
Verstellung, Zündzeitpunkt 326
Versuchspuppen 1428
Verteilereinspritzpumpe 238
Verteilerfahrzeuge 914
Verteilergetriebe 997, 998, 999, 1000
Vielstoffähigkeit
– Stirlingmotor 165
Vierkreis-Schutzventil 679
Visco-Kupplung 296
Viskositätsindex 1231
Viskositätsklassen – Motorenöle 1229
– Getriebeöle 1242
Vollastmessung, Diesel 1417
Vollast-Punkt 110
Vollkapselung 1381
Vollkontakt 1297
Vorderachsen 557
Vorderachslast, mindestens 1082
Vorderradantrieb, hydrost. 1151
Vorderradaufhängung Omnibus 972
Voreilwinkel 613
Voreinspritzung 385, 1372
Vorfunkenstrecke 333
Vorgelege-Achse 981
Vorhub 220
Vorlauf 530
Vorprogrammierte Bedienung 920
Vorratsleitung 674
Vorschaltgetriebe 1004
Vorschriften, gesetzliche 1261
Vorspur 527, 611

Wärmebelastung von Glas 910
Wärmebilanz 914
Wärmedurchgang (Karosserie) 915
Wärmeleistung der Heizung 914
Wärmespeicher
– Stirlingmotor 139, 166
Wärmestrom durch Karosserie 915
Wärmetauschgrad 109
Wärmetauscher
– Stirlingmotor 148, 152ff.
Wärmeverlust durch Abluft 915
– der Karosserie 915
Wahrnehmungsstärke 542
Wahrscheinlichkeit (Zulassung) 1411
Wandler – Drehmoment 805, 829
–, Drehzahl- 800
– dreistufiger 825
–, Föttinger- 875
– hydraulischer 1090
– hydrodynamischer 822, 823, 830, 831, 832, 888
– hydrostatischer 839
–, Ketten- 810
–, Mehrphasen- 826, 827, 830, 833
– mit Zentrifugalturbine 824, 828
– mit Zentripetalturbine 823, 825, 828
–, Stell- 827
–, Strömungs- 827
– stufenlose 807, 821
Wandlung 800, 802, 805, 811, 815, 821, 823, 824, 826, 827, 836, 845
Wandlungsbereich 799, 805, 806, 816, 828, 831, 833, 849
Wankachse 534
Wankelmotor 65ff., 1242, 1272, 1274, 1291, 1982
– Ausgeführte Motoren 91
– Drehmoment 76
– Hubvolumen 74
– Kolben 83
– Kühlung 80
– Leistung 76
– Mantel 78
– Seitenteil 81
– Tangentialkraft 77
– Thermodynamik 88
– Verdichtungsverhältnis 75
Warmlaufverhalten 388
Wartungszustand 387, 1285
Wasserabsperrventil 922
Wassereinspritzung 386

Wasserhöhe 507
Wasserseitige Regelung 920
– Sättigung 919
Wasserstoff 1209
Wasserstrom durch die Heizung 919
Wasserwert 109
WdK-Leitlinie 488, 490
Wechselfelge 468–470
Wedelstrecke 504
Wellrohr 642
Winterreifen 515
Wirbelstrombremse 687
Wirkung der Schadstoffemission 1256
– Aromaten 1256
– Polyzyklen 1257
– Ruß 1257
– Bleiverbindungen 1257
Wirkungsgrad 107, 108, 805, 806, 807, 808, 814, 815, 816, 817, 820, 821, 822, 823, 824, 825, 826, 827, 830, 831, 832, 833, 835, 836, 840, 844, 845, 849, 852, 874
– des Laufwerks 1075
– hydrostatischer Getriebe 1122 ff.
Wischanlagen 1052, 1060
Wischarme 1052, 1055
Wischblattausführungen 1059
Wischblatt-Typen 1060
Wischblätter 1052, 1055
Wischermotoren 1060 ff.
– Entstörung 1063
Wischermotorenlebensdauer 1060
Wischfeld 1051
Wischfunktion 1055
Wischgeschwindigkeit 1061 ff.
– Automatische Parkstellung 1062
Wischgummi 1055
Wischhebel 1051, 1052, 1055, 1059
Wischhebellager 1055
Wischintervallschalter 1063
Wisch-Wasch-System 1057
Wölbmomente 938
Wölbnormalspannung 936

Xylol 1211

Zahnbruchgrenze 1243
Zahneingriff (Antriebsräder) 790, 792
Zahnfußfestigkeit 791
Zahnkranz 340, 343
Zahnriemen-Antrieb 3, 7, 24
Zahnstangenlenkung 623
Zapfwellen 1089, 1091
Zeitquerschnitt 1281
Zentralverriegelung 731
Zentrale Leerlaufeinstellung 179
Zone, biegeneutrale 929
Zündabstand 418
Zündanlage 321
Zündspule 328
Zündung 1275 ff.
Zündtransistor 328
Zündzeitpunkt 332, 1275
Zugerscheinungen 924
Zugkraft 1072, 1073
Zugkraftdiagramme 1115/1116
Zusatzgemischsystem 177, 186
Zusatzscheinwerfer 1035
Zuspanneinrichtung 685
Zweikreisbremse 659
Zweikreiskühlung 425–427
Zweileitungs-Bremsanlage 674
Zwei-Gang-Achse 979
Zweitaktmotor 52
Zwillingsreifen 1087
Zylinderkopf 1462
Zylinderkopfdichtung 397

W DE G

Walter de Gruyter
Berlin · New York

Bussien

Automobiltechnisches Handbuch

18., völlig neu bearbeitete Auflage 1965.
Herausgegeben von Gustav Goldbeck. 2 Bände.
14 cm x 21 cm. Mit über 2500 Abbildungen und Tafeln. XVI, 2582 Seiten. Ganzleinen DM 320,–
ISBN 3 11 002712 7

Inhaltsverzeichnis:

BAND I MOTORENBAU

Das Kraftfahrzeug in Vergangenheit und Gegenwart

Verbrennungsmotor:
Theoretische Grundlagen

Konstruktion:
Entwurfsgrundlagen. – Ausführung. – Ausgewählte Bauelemente des Motors. Gleitlager und ihre Schmierung. Kolben. Kolbenringe. Zylinderkopfdichtungen. Kettengetriebe. – Ausgewählte Werkstoffe für den Motor: Eisen und Stahl. Gußwerkstoffe. Kunststoffe.

Zündung, Kraftstoffeinbringung, Kühlung:
Elektrische Zündung. – Vergaser, Kraftstoffhaltung und -Förderung. – Kraftstoffeinspritzung für Diesel- und Otto-Motoren. – Flüssigkeits-Kühlung und Kühler. – Luftkühlung.

Beschreibung ausgeführter Bauarten:
Otto-Motoren: Viertaktmotoren. Zweitaktmotoren. – Dieselmotoren: Viertaktmotoren. Zweitaktmotoren. Motoren für Lastkraftwagen. Kleindieselmotoren.

Inhaltsverzeichnis:
(Fortsetzung)

Hilfseinrichtungen:

Filter für Luft, Kraftstoff und Schmiermittel. — Elektrische Anlage für den Motor. — Auspuffschalldämpfung, Geräuschquellen und Geräuschmessung. — Einrichtungen zur Spülung und Aufladung. — Kraft- und Schmierstoffe. — Kreiskolbenmotoren. — Gasturbinen für Kraftfahrzeuge.

BAND II FAHRZEUGBAU

Fahrzeug:

Fahrtmechanik. — Federungsschwingungen. — Wichtige Bauteile und -gruppen: Wälzlager. Getriebe. Zahnräder. Kupplungen. Kraftübertragung: Gelenkwellen. Achsantriebe für Pkw. Achsantriebe für Lkw. Lenkung und Lenkungsgeometrie. Bremsen. Elektrische Anlage. — Fahrgestell: Rahmen, Radaufhängung, Federung: Personenwagen. Lastkraftwagen. Aufbauten: Personenwagen. Lastkraftwagen. Heizung und Belüftung. — Räder und Reifen: Räder. Reifen. — Schlepper. — Hydrostatische Energieübertragungen auf dem Ackerschlepper. — Straßenbaugeräte.

Versuchswesen

Betrieb der Kraftfahrzeuge:

Bau- und Betriebsvorschriften. — Technische Verkehrsanalyse. — Wirtschaftlichkeit und Kostenberechnung im Nutzfahrzeugbetrieb.

Preisänderungen vorbehalten

WALTER DE GRUYTER · BERLIN · NEW YORK

Genthiner Straße 13
D-1000 Berlin 30
Telefon: 030/261 13 41

200 Saw Mill River Road
Hawthorne, New York 10532
Telephone: (914) 747-0110